

**OPTIMIZACIÓN DE LA PRODUCCIÓN EN POZOS CON BOMBEO
MECÁNICO DEL SECTOR M-14 DEL CAMPO TIBÚ USANDO
HERRAMIENTAS ECHOMETER**

PILAR GONZÁLEZ FUENTES

DIANA BEATRIZ VARGAS REYES

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIA FÍSICO-QUÍMICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETROLEOS

BUCARAMANGA

2012

**OPTIMIZACIÓN DE LA PRODUCCIÓN EN POZOS CON BOMBEO
MECÁNICO DEL SECTOR M-14 DEL CAMPO TIBÚ USANDO
HERRAMIENTAS ECHOMETER**

PILAR GONZÁLEZ FUENTES

DIANA BEATRIZ VARGAS REYES

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de
Ingeniero de Petróleos

DIRECTORES

Director

Ing. Fernando Enrique Calvete

Docente UIS

Co-Director

Ing. Carmen Cecilia Montagut

Ecopetrol S.A.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIA FÍSICO-QUÍMICAS

ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETROLEOS

BUCARAMANGA

2012

DEDICATORIA

A Dios quien fue mi guía, en el momento en que me sentí débil y tropecé, él estaba allí para ayudarme a salir adelante. Gracias por nunca dejarme ni abandonarme, por enseñarme a caminar dependiendo completamente de ti, porque sé que en ese lugar se encuentra mi mayor bendición.

A mi Papito que desde el cielo siempre fue mi guía, mi ejemplo a seguir, quien me dejó el mejor legado de todos, el siempre luchar por mis metas y sueños.

A mi mamita quien me apoyo, me dio aliento para luchar día a día, por quererme tanto, ser más que mi mamita, mi amiga.

A mi hermanita Marcela fue mi segunda mamita sin ella creo que no hubiera sacado adelante mi proyecto de vida, ella fue mi apoyo incondicional, mi mejor amiga, eres y serás mi ejemplo a seguir. A ti mil y mil Gracias, por tu amor y entrega para conmigo.

A mis hermanos Rubén y Luis que siempre estuvieron allí, nunca permitieron que decayera, siempre me levantaron.

A mis primitas Adriana, Paola y Vivis, quienes me escucharon, lloraron, lucharon y estuvieron conmigo celebrando mis triunfos y consolándome en mis derrotas.

A cada hogar que me abrió sus puertas para acobijarme como una hija mas, y ayudarme en mi proceso de formación.

A mi Tío José Manuel y Yolanda quienes me acobijaron durante uno de los momentos más difíciles de mi carrera, me enseñaron a creer y a vencer todo obstáculo encaminada con Dios.

A toda mi familia la que estuvo pendiente de mí, buscando mi bienestar, brindándome un buen consejo para salir adelante.

A mi ahijadito Diego quien me enseña a sonreírle todos los días a la vida, algún día espero ser un ejemplo a seguir para él.

A mis amigos, los que pasaron por mi vida, quienes me enseñaron el verdadero significado de la amistad, del trabajo en equipo y de la cooperación.

A mi compañera de tesis, que más que mi compañera es mi amiga, quien me tuvo paciencia, me ayudó, me dio su mano y jamás me dejó desfallecer

A cada uno de los Ingenieros que con su ayuda y colaboración formaron parte de este triunfo, gracias por brindarnos sus conocimientos en la elaboración de este proyecto.

Diana Beatriz Vargas Reyes

DEDICATORIA

Gracias a Dios por darme la vida, por tener a mi lado a personas tan maravillosas, por no apartarse de mi en los momentos más difíciles y por poder celebrar y crecer al conseguir las metas propuestas.

A mis papitos Estelía Rosa Fuentes y Juan Manuel González, por ser los mejores papas del mundo, por apoyarme en todo momento, por ayudar a ser realidad mis sueños, por consentirme tanto y darme un amor incondicional, los adoro y amo muchísimo.

A mi pequeña hermanita, Margy, gracias por apoyarme, por darme consejos, Porque además de ser mi hermana eres mi mejor amiga y siempre te llevo en mi corazón.

A mi amor chiquito, Nico, que sería de mi vida sin ti?, llegaste en el momento oportuno, gracias mi gordis por que me diste un hermoso regalo ser tía, y así no seas mi hijito es como si lo fueras.

A toda mi familia, por su fortaleza y consejos en los momentos más difíciles gracias por su apoyo incondicional. Y a mi tío David y mi abuelito que se que desde el cielo deben estar felices por este triunfo.

A la Familia García Peñaloza por acogerme en su hogar y hacerme parte de él, muchas gracias por el apoyo.

A Linita mi super amiga, gracias por todo por aguantare, apoyarme por ser mi paño de lagrimas y por estar en los buenos momentos y en los no tan buenos.. Gracias por ser tan incondicional!!

A mis amiguitos Kiñis, Meli, Santi, Jhon, John, Yeison, Ivan, el combo de los Ingenieros Químicos, la chiquis, la flak, Carito y Diana S, gracias por estar ahí y darme una gran sonrisa para así ser más fácil la vida se les quiere mucho nunca los olvidaré.

A la loḡa de Chana (Diana V), por aguantarme y por hacer parte de este triunfo... lo logramos!!

A todos los Ingenieros que nos ayudaron y brindaron su conocimiento para la realización de este proyecto. Mil gracias.

Muchos gracias a todos y espero que este logro sirva de ejemplo para muchos y sepan que con amor y entrega se logran las cosas!!!

Con cariño, PILARIK II

AGRADECIMIENTOS

Fueron muchas las personas que hicieron parte del desarrollo de este proyecto, que con su ayuda permitieron la consolidación y el éxito del mismo, por lo tanto les damos las Gracias por el tiempo invertido, en especial a:

La Universidad Industrial de Santander y la Escuela de Ingeniería de Petróleos, por contribuir en nuestra formación para llegar al desarrollo profesional.

Los Ingenieros Fernando Calvete y Carmen Montagut, por su exigencia y por su colaboración en la dirección de este proyecto, por el tiempo dedicado al desarrollo del mismo.

La Empresa Ecopetrol S.A quien nos acogió y apoyó para sacar adelante el proyecto, a los ingenieros del Departamento de Producción quienes nos proporcionaron sus conocimientos, al Ingeniero Julio Patiño por guiarnos, al Ingeniero Orlando Aparicio por su ideas y al Ingeniero Dumar Leal por su gran aporte.

El Ingeniero Leonardo Arzuza, quien nos brindó todo su conocimiento acerca del Bombeo Mecánico.

La empresa UPCO en especial a los Ingenieros Fauner Romero y Jhon Muete, por su gran aporte de conocimientos, su paciencia y entrega.

Los Ingenieros Erik Montes y Jorge Sáchica, por su calidad humana y su contribución en el desarrollo de este trabajo como calificadores.

Finalmente a todas las personas que formaron parte de este proyecto por su ayuda desinteresada.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION	19
1. CAMPO TIBÚ	21
1.1 Generalidades	21
1.2 Historia	21
1.3 Características del campo	23
1.3.1 Modelo Estructural	23
1.3.2 Estratigrafía	24
1.4 Características de los fluidos	25
1.5 Área del Campo Tibú	26
1.5.1 Estación M-14	26
1.6 Antecedentes	29
2. BOMBEO MECANICO	31
2.1 GENERALIDADES	31
2.1.1 Funcionamiento	32
2.1.2 Ventajas y Desventajas	34
2.1.3 Rango de aplicación del bombeo mecánico	34
2.2 TIPOS DE UNIDADES	35
2.2.1 Unidad de Bombeo Convencional	35
2.2.2 Unidad de Bombeo Mark II	37
2.2.3 Unidad de Bombeo Balanceada por Aire	39
2.3 DESIGNACION API	41
2.4 PARTES QUE CONFORMAN EL BOMBEO MECANICO	42
2.4.1 Equipo de superficie	42
2.4.2 Equipo de subsuelo	43
2.5 DENOMINACIÓN DE LAS BOMBAS MECÁNICAS	46
3. ANÁLISIS NODAL	51
3.1 COMPORTAMIENTO DE LAS FORMACIONES PRODUCTORAS	60
3.1.1 Índice de Productividad y el IPR	61
3.2 ANALISIS Y CÁLCULO DE LA RELACION DE CAPACIDAD DE AFLUENCIA (IPR)	64

3.2.1. Predicción de la relación del comportamiento del flujo de entrada (IPR)	64
3.3 ANALISIS NODAL APLICANDO SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO POR BOMBEO MECANICO.....	69
3.3.1 Generalidades del diseño de un sistema de bombeo mecánico	70
3.3.2 Ajuste de la tasa de bombeo con el influjo del pozo.	74
3.4 APLICACIÓN DE LA TEORIA DEL ANALISIS NODAL	81
4. ANÁLISIS DE CARTAS DINAMOMETRICAS	82
4.1 PARTES DEL EQUIPO (ECHOMETER).....	83
4.1.1 Pistola de gas.	83
4.1.2 Computador portátil.....	84
4.1.3 Convertidor de analógico a digital (a/d).....	85
4.1.4 Celda de carga tipo herradura.....	85
4.2 PRUEBA DE DINAGRAMAS.....	86
4.3 ANÁLISIS POR MEDIO DE TWM-ECHOMETER	88
4.3.1 Pasos para la prueba	88
4.4 PRUEBA DE VALVULAS FIJA Y VIAJERA	89
4.4.1 Pasos para la prueba.....	91
4.5 ANALISIS DE LAS CARTAS DE FONDO.....	91
4.5.1 Interferencia por Gas	92
4.5.2 Golpe de Fluido	92
4.5.3 Fuga en Válvula Viajera o en Pistón.....	93
4.5.4 Fuga en la Válvula Fija.	95
4.5.5 Tubería no Anclada	96
4.5.6 Ancla de Tubería funcionando mal	97
4.5.7 Pistón Golpeando Abajo.....	98
4.5.8 Barril de la Bomba Doblado o Pegándose.....	100
4.5.9 Barril de la Bomba Gastado o Partido.	101
4.6 MEDICIÓN DEL AMPERAJE DEL MOTOR.....	102
4.7 ANALISIS DE TORQUE Y POTENCIA.....	102
4.7.1 Análisis de la curva de torque	103
4.8 BALANCEO DE LA UNIDAD DE BOMBEO.....	105
4.8.1 Pasos para la prueba.....	106
4.9 PRUEBA ACÚSTICA	108

4.9.1 Pasos para la prueba.....	108
5. HERRAMIENTAS MODERNAS EN LA OPTIMIZACIÓN DE BOMBEO MÉCANICO	
111	
5.1 XDIAG	112
5.2 RODSTAR	113
5.3 XBAL.....	116
6. METODOLOGIA PARA LA OPTIMIZACION DE LOS POZOS CON BOMBEO	
MECÁNICO EN EL SECTOR M-14 DEL CAMPO TIBÚ.....	120
6.1 SELECCIÓN DE LOS POZOS CANDIDATOS A EVALUAR.....	120
6.2 ANALISIS NODAL – PUNTO MEDIO DE LOS PERFORADOS	122
Desarrollo Curva Inflow	123
Desarrollo Curva Outflow	129
6.3 ANALISIS Y DISEÑO	135
6.3.1 Análisis de Prueba Acústica, Cartas Dinamométricas, Prueba de Válvulas y	
Torque.....	136
6.3.2 Diseño.....	141
6.4 EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO	149
DESARROLLO	150
6.4.1 Inversión neta o inicial	150
6.4.2 INGRESOS	151
6.4.3 COSTOS	154
6.4.4 IMPUESTO	156
6.4.5 DEPRECIACIÓN.....	156
6.4.6 FLUJO DE CAJA.....	157
6.4.7 PRECIO DE REFERENCIA DE CRUDO (WTI).....	162
6.4.8 ÍNDICES DE RENTABILIDAD.....	162
6.4.9 RESULTADOS Y ANALISIS.....	165
CONCLUSIONES.....	172
RECOMENDACIONES	174
REFERENCIAS	176
ANEXOS.....	180

LISTA DE FIGURAS

PÁG.

Figura 1. Localización Campo Tibú	22
Figura 2. Áreas Campo Tibú.....	24
Figura 3. Columna litoestratigráfica Campo Tibú – Cuenca Catatumbo	25
Figura 4. Diagrama de la Estación M-14.....	29
Figura 5. Funcionamiento de la bomba de subsuelo.....	33
Figura 6. Unidad de bombeo convencional	36
Figura 7. Unidad de bombeo Mark II	38
Figura 8. Unidad de bombeo balanceada con aire.....	40
Figura 9. Designación de las unidades de bombeo según el API	41
Figura 10 . Bomba de tubería Figura 11. Bomba inserta	46
Figura 12. Designación de las bombas de subsuelo mecánicas.....	48
Figura 13. Pistones y Barriles	49
Figura 14. Válvulas y Asientos	50
Figura 15. Localización de varios nodos.....	52
Figura 16. Determinación de la capacidad de flujo.....	54
Figura 17. Sistema de producción simple.....	55
Figura 18. Posibles pérdidas de presión en un sistema de producción complejo.....	56
Figura 19. Efecto del cambio en las dimensiones del tubing	56
Figura 20. Efecto del cambio en las dimensiones de la línea de flujo	57
Figura 21. Efecto del cambio en las dimensiones del tubing para un nodo con presión P_{wf}	58
Figura 22. Grafica de gasto de producción contra el abatimiento: índice de productividad constante.	62
Figura 23. Representación grafica del IP	63
Figura 24. Grafica del gasto de producción contra el abatimiento: caso general.....	64
Figura 25. Relación del comportamiento flujo de entrada	64
Figura 26. Comportamiento tipo Vogel $P_{wfs} < P_{burb}$	67
Figura 27. Esquema de comportamiento Presión-Producción de acuerdo a correlación de Fetkovich.....	69
Figura 28. Sistema de producción de un pozo con Bombeo Mecánico.....	71
Figura 29. Visualización del rendimiento del sistema de bombeo.....	75
Figura 30. Diagrama de bloques del sistema de procesamiento para el registro de niveles y dinagramas	83
Figura 31. Pistola de Gas.....	84
Figura 32. Computador acoplado al analizador de pozos	85
Figura 33. Celda de carga tipo herradura	86
Figura 34. Sistema Dinamométrico.	87

Figura 35. Ejemplos de pruebas de válvulas.....	90
Figura 36. Interferencia por gas	93
Figura 37. Golpe de fluido.....	94
Figura 38. Falla en la válvula viajera o en el pistón.....	95
Figura 39. Falla en la válvula fija.....	96
Figura 40. Tubería no anclada o ancla no está sujetando.....	98
Figura 41. Ancla de tubería en mal funcionamiento.....	99
Figura 42. Pistón golpeando en fondo.....	99
Figura 43. Barril doblado o pegándose	100
Figura 44. Barril partido o gastado.....	101
Figura 45. Caja de control y Curva de torque	104
Figura 46. Pinzas Amperimétricas conectadas a la caja de control.....	107
Figura 47. Prueba Acústica.....	109
Figura 48. Software XDIAG	113
Figura 49. Software RODSTAR	114
Figura 50. Ventanas de ingreso de datos RODSTAR.....	117
Figura 51. Diagrama de flujo RODSTAR.....	118
Figura 52. Software XBAL.....	119
Figura 53. Producción de los tres sectores del Campo	121
Figura 54. Intervención de los pozos en estaciones	122
Figura 55. Flujograma del cálculo del índice de productividad	127
Figura 56. Curva de IPR para diferentes valores de Eficiencias de flujo.....	128
Figura 57. Intercepción de las curvas Inflow y Outflow – UIS-4	135
Figura 58. Análisis de tensión de Goodman para UIS-4.	140
Figura 59. Análisis de resultados RODSTAR.....	143
Figura 60. Análisis de resultados RODSTAR.....	145
Figura 61. Análisis de resultados arrojados por XBAL.....	148
Figura 62. Declinación de producción	152
Figura 63. Depreciación	157
Figura 64. Representación grafica del flujo de caja	158
Figura 65. Flujo de caja.....	168
Figura 66. Análisis gráfico para el cálculo de la TIO	169
Figura 67. PayBack Time.....	170

LISTA DE TABLAS

PÁG.

Tabla 1. Características generales del Campo	27
Tabla 2. Ventajas y desventajas Unidad Convencional.....	36
Tabla 3. Ventajas y desventajas Unidad de bombeo Mark II.....	38
Tabla 4. Ventajas y desventajas Unidad de bombeo Balanceado por Aire	40
Tabla 5. Denominación de las Bombas según norma API11AX.....	47
Tabla 6. Modos de bombeo con el mejor y peor requerimiento para una unidad convencional de 500 BPD a 6000 pies.	81
Tabla 7. Datos del Pozo UIS-4 para construcción del IPR	125
Tabla 8. Test Point del Pozo UIS-4.....	126
Tabla 9. Inflow para el Pozo UIS-4	128
Tabla 10. Data para la curva Outflow para el pozo UIS-4	130
Tabla 11. Resultados de cálculos previos para determinar el gradiente de presión para UIS-4	133
Tabla 12. Cálculos para hallar la caída de presión de fondo a cabeza de pozo para UIS-4	134
Tabla 13. Resultados obtenidos.....	134
Tabla 14. Resultados de las Pruebas de Nivel, Válvulas, Torque y Carta Dinamométrica.....	139
Tabla 15. Datos requeridos en RODSTAR	141
Tabla 16. Análisis de resultados optimización pozo UIS-4.....	146
Tabla 17. Inversión Inicial	151
Tabla 18. Tasas de Declinación y Caudales	152
Tabla 19. Cálculo de producción para UIS-4.....	153
Tabla 20. Flujo de caja	159
Tabla 21. Resultados de indicadores financieros para cada pozo de estudio	166
Tabla 22. Flujo de caja y Flujo de caja acumulado.....	167
Tabla 23. VPN a diferentes tasas de interés	169
Tabla 24. Indicadores Económicos.....	171

LISTA DE ANEXOS

	PÁG.
ANEXO 1. COLUMNA ESTRATIGRAFICA	181
ANEXO 2. FICHAS TÉCNICAS.	182
ANEXO 3. PROCEDIMIENTO PREVIOS PARA EL CÁLCULO DEL GRADIENTE DE PRESIÓN TOTAL EN UNA TUBERÍAS VERTICALES CON FLUJO MULTIFÁSICO PARA EL POZO UIS-4	194
ANEXO 4. DATA PARA CURVAS INFLOW Y OUTFLOW	202
ANEXO 5. ANÁLISIS DE PRUEBA ACÚSTICA, CARTAS DINAMOMÉTRICAS, PRUEBA DE VÁLVULAS Y TORQUE	213
ANEXO 6. DISEÑOS	244

RESUMEN

TITULO: OPTIMIZACIÓN DE LA PRODUCCIÓN EN POZOS CON BOMBEO MECANICO DEL SECTOR M-14 DEL CAMPO TIBÚ UTILIZANDO HERRAMIENTAS ECHOMETER*

AUTORES: González Fuentes, Pilar
Vargas Reyes, Diana Beatriz**

PALABRAS CLAVES: Bombeo Mecánico, Campo Tibú, Producción, Optimización, Echometer, Rodstar.

DESCRIPCIÓN

Debido a las continuas intervenciones que se presentan en los pozos que tienen como sistema de levantamiento el Bombeo Mecánico en el sector M-14 del Campo Tibú, y a los bajos niveles de producción, se ve la necesidad de realizar un estudio para determinar que parámetros del sistema están influyendo, con el fin de optimizar la producción y disminuir los costos operacionales.

La metodología que se lleva a cabo se implementó para 12 pozos operados por ECOPETROL S.A., los cuales cumplen con los parámetros necesarios para su aplicación. La metodología desarrollada es la siguiente: Primero determinar el potencial que presenta cada pozo, las condiciones óptimas de operación y el comportamiento actual y futuro del pozo, por medio del análisis nodal, realizado de fondo a cabeza de pozo. Segundo evaluar el comportamiento de los equipos de superficie y fondo de pozo mediante la herramienta Total Well Management de Echometer Company, con el fin de detectar problemas en el sistema existente de bombeo y así analizar técnicas que permitan incrementar la producción y reducir los costos operacionales. Tercero rediseñar el sistema actual por medio de software tales como, Rodstar y XBAL de Theta Oil Field Service, los cuales permiten predecir el efecto de los cambios, como es el comportamiento de la bomba de subsuelo, válvulas, el equipo de superficie y las cargas en la sarta de varillas del nuevo sistema. Cuarto, con los resultados obtenidos anteriormente se realiza la evaluación financiera para saber si el proyecto es económicamente viable.

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Director: M.Sc. Fernando Enrique Calvete González. Co-Director: M.Sc. Carmen Cecilia Montagut Rueda

ABSTRACT

TITLE: OPTIMIZATION OF PRODUCTION WELLS WITH MECHANICAL PUMPS SECTOR M-14 OF THE FIELD TIBÚ USING TOOLS ECHOMETER*

AUTHORS: González Fuentes, Pilar
Vargas Reyes, Diana Beatriz**

KEY WORDS: Mechanical Pumping, Field Tibú, Production, Optimization, Echometer, Rodstar.

DESCRIPTION

Due to the continuous interventions presented in wells Rod Pumping Artificial Lift in the sector M-14 Field Tibú, and low levels of production, is the need to conduct a study to determine which parameters of the system are influenced, in order to optimize production and reduce operating costs.

The methodology was implemented conducted for 12 wells operated by Ecopetrol S.A., which meet the required parameters for your application. The methodology is as follows: First determine the potential of the each well, the optimum operating conditions and present and future behavior of the wells by means of nodal analysis, performed background wellhead. Second evaluate the behavior of the surface equipment and down hole tool by Echometer Company, total Well Management, in order to detect problems in the existing system of pumping and analyze techniques to increase production and reduce operating costs. Third redesign the current system through software such as Rodstar and Xbal by Theta Oil Field Service, which can predict the effect of changes, as is the behavior of subsurface pump, valves, surface equipment and loads on the rod string the new system. Fourth, with the results previously obtained the financial evaluation is performed to determine if the project is economically viable.

* Degree Project.

** Physicochemical Engineering Faculty. Petroleum Engineering School.

Director: M.Sc. Fernando Enrique Calvete González. Co-Director: M.Sc. Carmen Cecilia Montagut Rueda

INTRODUCCION

La necesidad de verificar si los pozos están produciendo en su capacidad óptima y de una manera rentable es una duda que ha estado presente en las compañías productoras. Por lo tanto se requiere realizar un análisis integral del sistema de bombeo para reducir los costos operativos, aumentar la producción de petróleo y aumentar los ingresos netos, incluyendo el rendimiento y la interacción de todos los elementos tanto de superficie como de fondo de pozo.

El objetivo de estos análisis es estudiar cada caso para luego modificar el sistema de levantamiento con el fin de reducir las cargas de los equipos (tales como torques o stress en las varillas), para mejorar la capacidad de bombeo, modificando las variables operacionales que me permiten aumentar la eficiencia del sistema. El procedimiento que se lleva a cabo es el siguiente:

1. Analizar el IPR (Inflow Performance Relationship) del pozo para determinar la producción adicional disponible.
2. Determinar los pozos que son candidatos para la mejora que se desea implementar
3. Analizar el funcionamiento de la bomba de subsuelo, las cargas mecánicas de la sarta de varillas y la unidad de bombeo mediante las cartas dinamométricas.
4. Realizar las modificaciones de diseño pertinentes al sistema de bombeo existente.
5. Implementar los cambios y verificar la mejora.

Las modificaciones que se deciden realizar generalmente dependen del tipo de problema identificado, indicando los parámetros que deben ser variados. En un punto de partida deben ser siempre aquellos que puedan modificarse con un mínimo gasto, si con este no se logra optimizar, se procederá a realizar algún

cambio en la sarta de varilla, en la bomba o en la unidad de superficie en donde se considere que es necesario realizar el cambio, este se puede confirmar con los software de diseño que permiten predecir el efecto de los cambios.

Otro parámetro que es de gran importancia evaluar, es la rentabilidad de los cambios que se han considerado, con el fin de mejorar la eficiencia del sistema. En este análisis se debe incluir tanto los aumentos esperados en la producción, así como la reducción de los gastos de operación, ya sea como resultado de la mejora de la eficiencia o de los costos de energía. Pues se ha observado que la reducción en el consumo de energía suele ir acompañada de una menor demanda de energía total.

1. CAMPO TIBÚ

1.1 Generalidades¹

El campo Tibú se encuentra ubicado en Norte de Santander a 80 Km vía terrestre de la ciudad de Cúcuta. Está localizado en la cuenca del Catatumbo, en los anticlinales de Tibú y Socuavó. (**Figura 1**).

La producción del Campo Tibú proviene de las formaciones Carbonera, Barco, Catatumbo y el Grupo Uribante. La formación de mayor producción es Barco, ubicada en los dos anticlinales (Tibú y Socuavó), encontrándose a una profundidad promedio de 4500 pies bajo el nivel del mar.

1.2 Historia²

El campo Tibú tiene su origen hacia el año 1939 por la compañía Colpet con la perforación del primer pozo Tibú 1. La producción máxima alcanzada fue de 35000 BOPD, el campo empezó a ser desarrollado en el año 1944 bajo la Concesión de Barco. La empresa Colombiana de Petróleos (ECOPETROL) inicio operaciones hacia el año de 1976 y en 1984 todos los derechos fueron pasados a Ecopetrol con la reversión de la Concesión Barco a la nación.

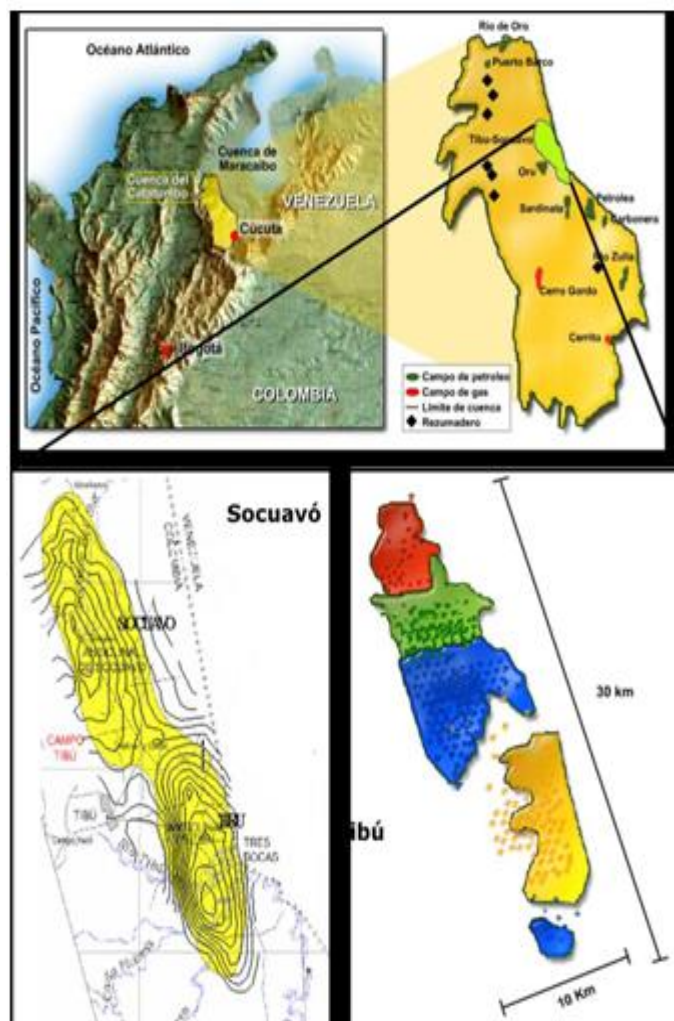
Su producción inicio mediante el mecanismo de gas en solución, lo que ocasionó la implementación de sistemas de levantamiento artificial para lograr extraer la mayor cantidad de crudo posible. En el año de 1951 el campo alcanzó su máximo pico de producción primaria de 12500 BOPD, después comenzó su declinación; por lo tanto en 1955 se dio inicio a los estudios para la implementación de inyección de agua, que después dieron origen al proyecto en 1959 en el área C del Campo.

¹ ICP. Informe De Campo Tibú-“Estudio de Daño a la Formación Campo Tibú”. Bucaramanga. 2010

² Informe Integrado ASIA, Tibú Sector A, 2005

Hoy en día El Campo Tibú tiene una producción promedio de 1800 BOPD. En este campo, como en la mayoría de los campos en Colombia, generalmente se emplea el Bombeo Mecánico; de los 130 pozos actualmente productores, 112 funcionan con este sistema de levantamiento artificial y el restante produce por Flujo Natural, Plunger Lift, Bombeo de Cavidades Progresivas (BCP) y Bombeo Electrosumergible.

Figura 1. Localización Campo Tibú



Fuente: Tomada de ICP, Informe de Campo Tibú – Estudio de daño a la formación Campo Tibú. Bucaramanga, 2010.

1.3 Características del campo

1.3.1 Modelo Estructural³

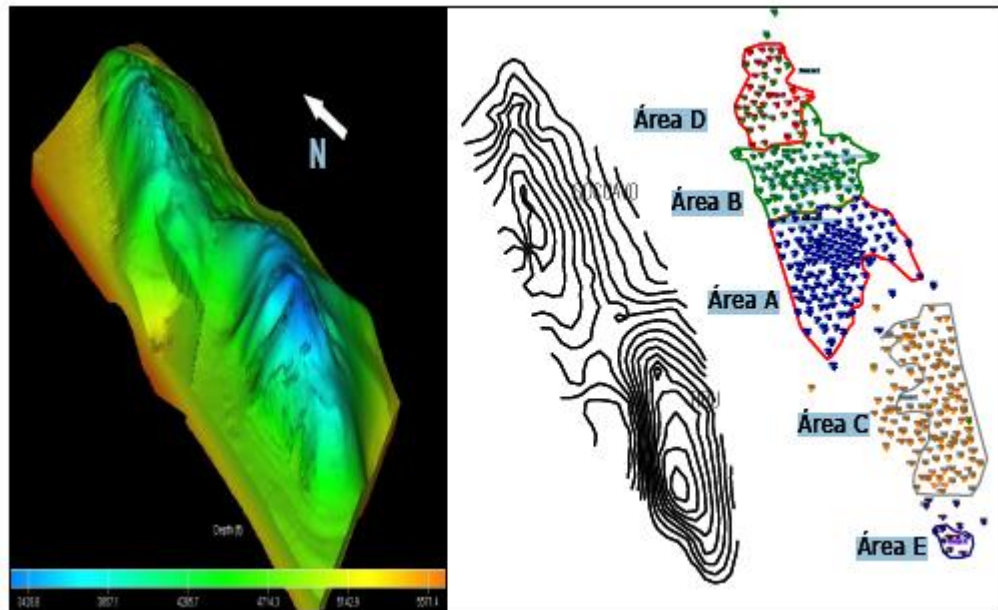
El campo se encuentra ubicado en la cuenca del Catatumbo, que a su vez forma parte de la gran Cuenca del lago de Maracaibo, reconocida por ser prolífica tanto en Venezuela como en Colombia. Está conformado por dos anticlinales los cuales reciben el nombre de Tibú y Socuavó y cuatro formaciones principales productoras denominadas Carbonera, Barco, Catatumbo y Grupo Uribante. El campo Tibú es un anticlinal en forma de domo alargado con eje NW-SE, el cual está dividido en cinco áreas A, B, C, D y E debido a la respuesta en la producción, en donde el área A es la que muestra mejor comportamiento de producción y reservas, además presenta un fuerte plegamiento en su flanco occidental, ocasionado probablemente por una falla de tipo inverso que afecta las rocas pre-terciarias. Su flanco oriental es de pendiente suave.

En las bases estratigráficas y de comportamiento el anticlinal Socuavó está constituido por las áreas A, B y D, y el anticlinal Tibú por las áreas C y E (Figura 2). El espesor total de la formación Barco en el campo Tibú varía de 300 pies a 450 pies con un promedio de 350 pies.

Las formaciones del campo fueron depositadas en un ambiente deltaico. Fluvialmente dominado y con influencia de mareas, representados por secuencias de planicie deltaica, con escaso desarrollo de depósitos de prodelta y frente deltaico.

³ ICP. Informe De Campo Tibú-“Estudio de Daño a la Formación Campo Tibú”. Bucaramanga. 2010

Figura 2. Áreas Campo Tibú.



Fuente: Tomada de ICP, Informe de Campo Tibú – Estudio de daño a la formación Campo Tibú. Bucaramanga, 2010.

1.3.2 Estratigrafía

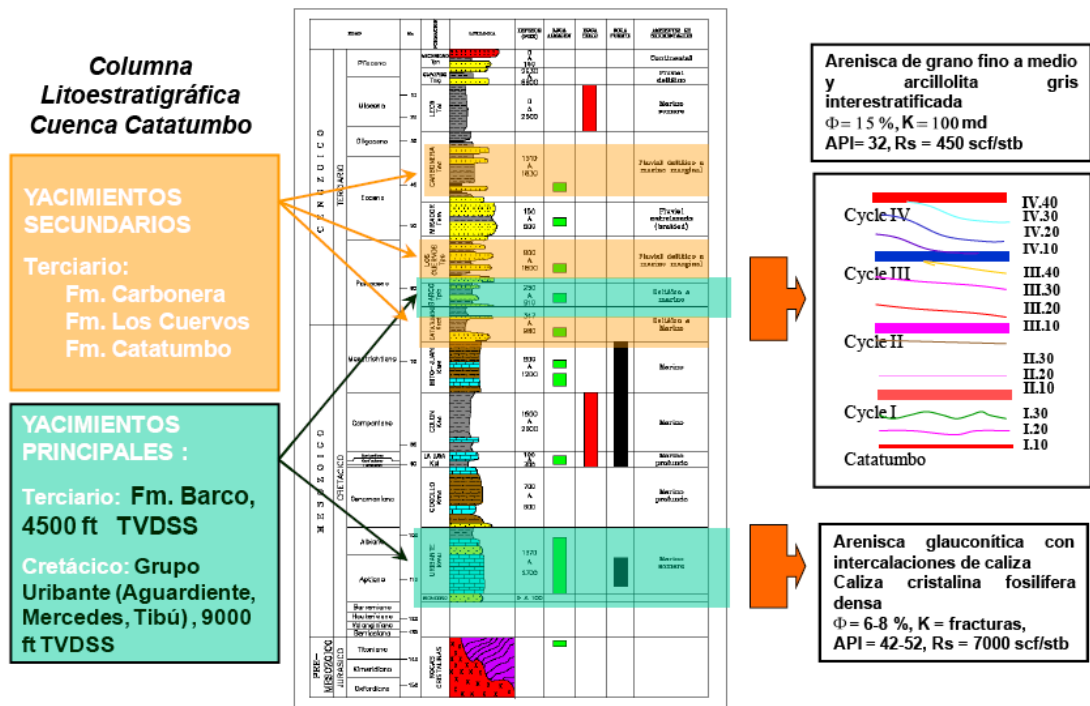
La formación Barco cuenta con las mejores propiedades petrofísicas y por lo tanto ha tenido mayor desarrollo en el campo. Debido a sus características, es la que mayor reserva tiene y por ende mayor productividad, se han realizado proyectos de investigación.

La **Figura 3** presenta la columna litoestratigráfica de la cuenca Catatumbo, para el campo Tibú.

La formación Barco está conformada por areniscas de grano fino a medio intercaladas con arcillolitas, algunos horizontes de carbón hacia el tope,

espesor promedio entre 500 y 650 pies y se constituye en la principal roca almacenadora de la cuenca del Catatumbo.

Figura 3. Columna litoestratigráfica Campo Tibú – Cuenca Catatumbo



Fuente: Tomada de ICP, Informe de Campo Tibú – Estudio de daño a la formación Campo Tibú. Bucaramanga, 2010.

1.4 Características de los fluidos⁴

Las características geológicas y de fluidos (dos anticlinales, varios yacimientos en cuatro formaciones principales geológicas, profundidades entre 800 y 9000

⁴ Fuente: Tesis “Optimización de la Producción de la Estación K-27 de Campo Tibú, Mediante un Sistema de Evaluación de Desempeño, 2009

pies y variedades de crudo), sitúan al campo Tibú en una posición privilegiada frente a otros campos maduros.

El aceite presente en los yacimientos del Campo Tibú es de base parafina y su gravedad API oscila entre 32 y 52, clasificándose como aceite liviano. De acuerdo a las siguientes propiedades.

1.5 Área del Campo Tibú

1.5.1 Estación M-14

La estación M-14 es una estación satélite la cual recibe la producción de quince (15) pozos (T-032, T-049K, T-059K, T-060, T-091, T-103, T-124, T-128, T-129, T-154, T-257, T-347, T-353, T-374, T-390) con el fin de separarle el gas, agua y crudo, inyectarle químico, almacenarlo y transferirlo a la estación I-21.

De los cuales los pozos T-059K y T-091 presenta flujo natural y el pozo T-049K tiene como sistema de levantamiento plunger lift, los pozos restantes emplean el bombeo mecánico. Generando una producción de 237 barriles de petróleo neto al día.

Esta estación cuenta con los siguientes equipos que conforman las facilidades de superficie:

- Dos (2) separadores bifásicos verticales (Uno general y otro de prueba)
- Tres (3) tanques de almacenamiento TK 1059, TK 1060 y TK 1061 de 1.000 barriles
- Un (1) tanque de lavado.
- Un (1) scrubber
- Dos (2) Tratadores, uno general y otro de prueba
- Un FWKO
- Una (1) bomba de transferencia de pistón.

Tabla 1. Características generales del Campo

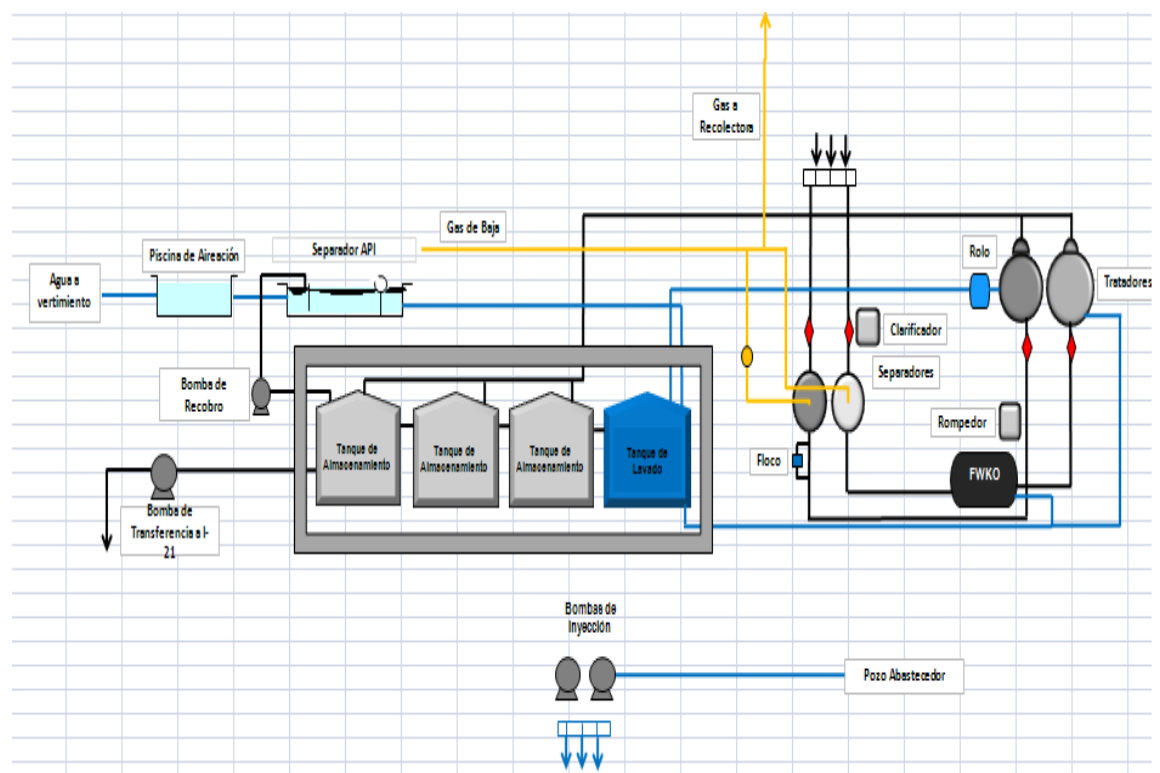
Datos Técnicos del Campo			
Gerencia	GCO	Año de descubrimiento	1941
Nombre del campo	TIBÚ	Area Producción (Km2)	300
Nombre de Formación	BARCO	Participación ECOPELROL	100%
YACIMIENTO		PROPIEDADES DE ROCA Y FLUIDOS	
Tipo de Trampa	Estructural - Estratigráfico	Porosidad promedio %	11%
Angulo de Buzamiento	0- 15°	Rango de porosidad, %	10-15%
Edad Geologica	Terciario	Permeabilidad Promedio (mD)	50
Ambiente de Depositación	Deltaico	Rango permeabilidad, mD	30-100
Litologia	Areniscas - Limolitas	Relación Kv/Kh	0.15
Profundidad Promedio (pies)	4500	Reservorio Naturalmente Fracturado	No
Espesor total (prom pies TVT)	550	Gravedad API del Aceite	32
Espesor neto petrolifero (Prom. pies TVT)	50-100	GE del gas	0.9269
Saturación Inicial de Agua Sw (%)	0.3	Viscosidad Aceite/gas (cp)	1.5-4,74 cp. @ 143°F
Saturación de Aceite Residual (%)	0.33	Presión Punto de Burbuja (psi)	1650
Temperatura del Yacimiento (F)	143	Relacion Gas-Aceite Rsi (SCF/STB)	300-450 scf/STB
Presion Inicial de Yacimiento (psi)	2210	Factor Volumetrico Boi/Bgi (RB/STB o PC/PCS)	1.21 rb/STB @ Pb
Mecanismo primario de producción	Gas en solución	Salinidad del agua de formación (ppm Cl)	1000-7000
CONTACTO DE LOS FLUIDOS		ESTADO ACTUAL DEL CAMPO	
Contacto gas-aceite o LKG(pies)		Pozos totales perforados	510
Contacto aceite-agua o LKO(pies)	Depende de anticlinal y ciclo	Pozos productores activos(petróleo, Gas)	122
		Pozos inyectoros activos(agua y gas)	34
		Producción actual y acumulada (Barco):	
VOLUMENES DE FLUIDOS Y FR		Petróleo (bpd y Mbls)	1556 bopd, 208 Mbls
OOIP (MBPE)	1008	Gas (pcd, GPC)	262 kscf, 153 Gscf
OGIP (GPC)	-	Agua (bpd y Mbls)	14732 bwpd, 501 Mbls
FR actual (petróleo, gas), %	20.6%	Inyección actual y acumulada:	
FR esperado escenario 3P(petróleo, gas), %	27.40%	Gas (pcd, GPC)	-
		Agua (bpd y Mbls)	16.000 bwipd, 929 Mbls

Datos Técnicos del Campo			
Gerencia	GCO	Año de descubrimiento	1941
Nombre del campo	TIBÚ	Area Producción (Acres)	9500
Nombre de Formación	Grupo Uribante	Participación ECOPETROL	100%
YACIMIENTO		PROPIEDADES DE ROCA Y FLUIDOS	
Tipo de Trampa	Estructural	Porosidad promedio %	6%
Angulo de Buzamiento	0-25°	Rango de porosidad, %	4-8%
Edad Geologica	Cretáceo	Permeabilidad Promedio (mD)	Fracturas
Ambiente de Depositación	Marino somero - profundo	Rango permeabilidad, mD	Fracturas
Litología	Calizas - arenas calcáreas	Relación Kv/Kh	
Profundidad Promedio (pies)	9000	Reservorio Naturalmente Fracturado	Si
Espesor total (prom pies TVT)	1500	Gravedad API del Aceite	40-50 %
Espesor neto petrolifero (Prom. pies TVT)	120	GE del gas	
Saturación Inicial de Agua Sw (%)	40-50%	Viscosidad Aceite/gas (cp)	1.9
Saturación de Aceite Residual (%)		Presión Punto de Burbuja (psi)	4250
Temperatura del Yacimiento (F)	212	Relacion Gas-Aceite Rsi (SCF/STB)	7000 scf/STB
Presion Inicial de Yacimiento (psi)	4250	Factor Volumetrico Boi/Bgi (RB/STB o PC/PCS)	1.9 rb/stb
Mecanismo primario de producción	Gas en solución	Salinidad del agua de formación (ppm Cl)	
CONTACTO DE LOS FLUIDOS		ESTADO ACTUAL DEL CAMPO	
Contacto gas-aceite o LKG(pies)		Pozos totales perforados	510
Contacto aceite-agua o LKO(pies)		Pozos productores activos(petróleo, Gas)	9
Contacto gas-agua o LKG (pies)		Pozos inyectores activos(agua y gas)	-
		Producción actual y acumulada (Cretáceo):	
VOLUMENES DE FLUIDOS Y FR		Petróleo (bpd y Mbls)	146.7 bopd, 30.2 Mbls
OOIP (MBPE)	210	Gas (pcd, GPC)	622 kscf, 205 Gscf
OGIP (GPC)	-	Agua (bpd y Mbls)	4 bwpd, 8.1 Mbls
FR actual (petróleo, gas), %	14%	Inyección actual y acumulada:	
FR esperado escenario 3P(petróleo, gas), %	21.81%	Gas (pcd, GPC)	-
		Agua (bpd y Mbls)	-

Fuente: ICP. Auditoria reservas Tibú año 2010

- Una (1) bomba de inyección de agua
- Una línea de descarga de gas hacia el API.
- Dos (2) piscinas
- Una trampa API

Figura 4. Diagrama de la Estación M-14



Fuente: Tomada de Ecopetrol S.A, Manual de Operaciones de la Batería M-14. Tibú, 2009

1.6 Antecedentes

Después varios años de producción el Campo presenta un agotamiento natural del yacimiento provocando cambios en las diferentes propiedades de los fluidos

producidos y en las condiciones de operación de los equipos instalados, por lo tanto los equipos de Bombeo Mecánico a través del tiempo, irremediablemente levantan fluido con propiedades diferentes y en menores cantidades permitiendo que los equipos de levantamiento artificial sean inapropiados y deficientes, lo cual obliga a continuas evaluaciones, procesos de optimización y operaciones de estimulación.

Por lo tanto a continuación se muestran algunos antecedentes que presenta el campo:

- Además de las condiciones de los equipos otro parámetro de gran importancia en el campo Tibú es la energía eléctrica, ya que todas las unidades de Bombeo Mecánico son operadas por motores eléctricos, lo cual implica los elevados costos y consumos de energía eléctrica que se tienen que pagar por este servicio.
- El sobredimensionamiento en capacidad, las fallas de equipos y los costos operacionales permiten evaluar los diseños de operación para llegar a establecer las posibles fallas de los equipos de extracción de crudo que hacen que las condiciones de producción no sean efectivas en la actualidad.
- Debido a los cambios en los niveles de producción y la reducción de la inyección de agua en campo han dejado equipos en desuso y equipos operando a condiciones deficientes.
- El estudio del sistema de levantamiento permitirá determinar los factores que afectan su óptimo funcionamiento; para poder implementar una metodología que ayudará a su adecuado desempeño.

2. BOMBEO MECANICO⁵

A nivel mundial el bombeo mecánico es uno de los métodos de producción más utilizados (80%-90%), además de ser uno de los más antiguos, es el más económico y fácil de mantener cuando es diseñado y operado apropiadamente. Su principal característica es el de convertir el movimiento rotatorio del motor, en movimiento reciprocante vertical requerido para la barra lisa.

2.1 GENERALIDADES

El sistema de bombeo mecánico está compuesto básicamente por las siguientes partes:

- Superficie: unidad de bombeo, motor
- Subsuelo: sarta de varillas, bomba, anclas de tubería, tubería de producción.

Un equipo de bombeo mecánico (también conocido como “balancín” o “cigüeña”) produce un movimiento de arriba hacia abajo (continuo). Las bombas sumergibles bombean el petróleo de manera parecida a una bomba que bombea aire a un neumático. Un motor, usualmente eléctrico, gira un par de manivelas que, por su acción, suben y bajan un extremo de un eje de metal. El otro extremo del eje, que a menudo tiene una punta curva, está unido a una barra de metal que se mueve hacia arriba y hacia abajo. La barra, que puede tener una longitud de cientos de metros, está unida a una bomba de profundidad en un pozo de petróleo. El balancín de producción, imparte el movimiento de sube y baja a la sarta de varillas de succión que mueve el pistón de la bomba.

⁵ Svinos, John G Theta Enterprise, Inc. Optimización de Bombeo Mecánico, Bera, 2005.

2.1.1 Funcionamiento⁶

Para que ocurra la acción del bombeo, el pistón realiza un movimiento recíproco dentro del barril, la tubería confina la sarta de cabilla de succión que acciona a su vez la bomba en el subsuelo; posee válvulas fijas y viajera, son válvulas de no retorno, de bola y asiento de modo que solo permite el flujo en una sola dirección hacia el cabezal.

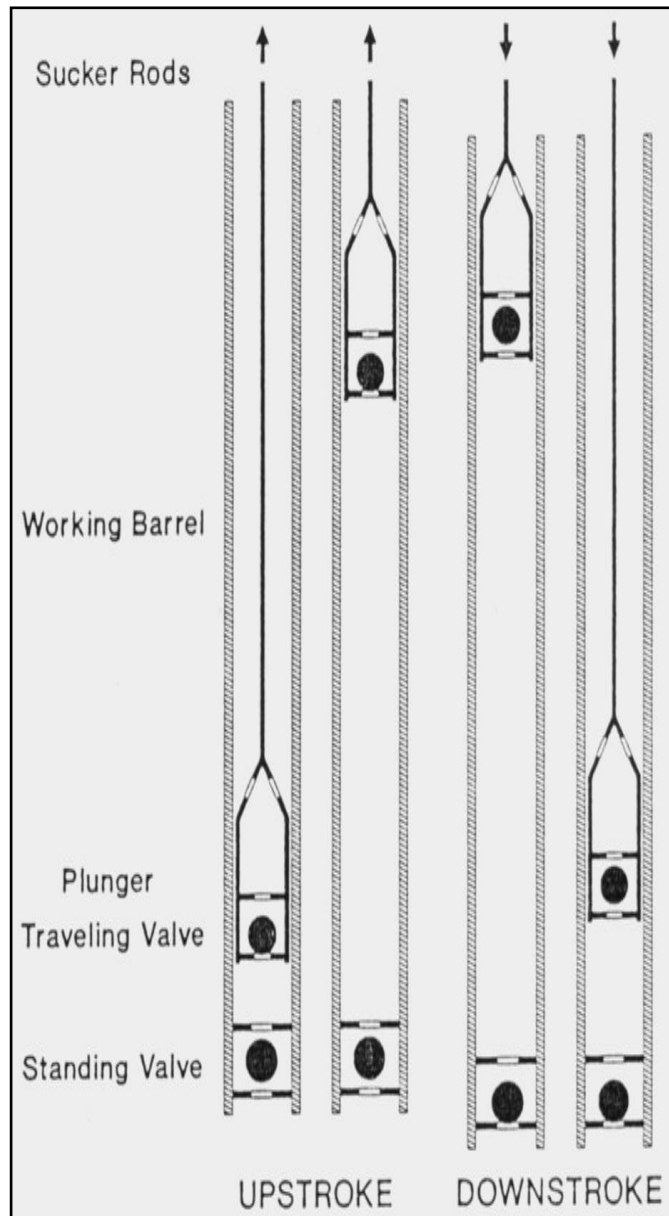
El volumen encerrado entre estas dos válvulas constituye la cámara de bombeo. Cuando el balancín está en el punto muerto de inferior, las válvulas fijas y viajeras se hallan cerradas. Al comenzar la carrera ascendente, la presión de fondo y el efecto de succión del pistón permiten la apertura de la válvula fija; el fluido pasa del pozo hacia el inferior de la bomba.

Al mismo tiempo, la columna de fluido ejerce una presión sobre la válvula viajera y permanece cerrada durante la carrera ascendente fluido continúa liberando la válvula hasta que el pistón llega al punto muerto del pistón. La válvula fija se cierra y comienza la carrera descendente. El pistón se mueve hacia abajo y produce un punto de compresión cuando la presión interna es superior a la que existe en la válvula viajera, esta se abre y el fluido es transferido al pistón hasta llegar al punto muerto inferior, donde se repite el ciclo de bombeo. No obstante hay que tener presente que la tubería debe ser capaz de soportar la presión debido a la columna de flujo sobre la bomba.

En el diseño apropiado de la unidad de bombeo se debe tener en cuenta un tamaño apropiado de la caja reductora y de la estructura, también se debe tener una longitud de recorrido acorde con la producción de fluido que se desee.

⁶ EMBUS, Luis A.; MARTINEZ, Jorge A. Curso Generalidades Bombeo Mecánico: I Parte Conceptos Básicos. PARKO SERVICES, 2009

Figura 5. Funcionamiento de la bomba de subsuelo



Fuentes: Tomada de EMBUS, Luis A.; MARTINEZ, Jorge A. Curso Generalidades Bombeo Mecánico: I Parte Conceptos Básicos. PARKO SERVICES, 2009.

2.1.2 Ventajas y Desventajas

Ventajas⁷

- Sistema relativamente simple de operar y analizar.
- Unidades fácilmente intercambiables con otros pozos a un bajo costo.
- Bajo condiciones promedio, puede ser usado hasta el límite económico del pozo.
- Aplicable a pozos angostos y con múltiples completamientos.
- Se puede bombear pozos con bajas presiones (depende de la tasa y la profundidad).
- Pueden levantar crudos pesados y a altas temperaturas.
- Puede usarse gas o electricidad como fuente de potencia.
- Disponibilidad en diferentes tamaños.

Desventajas⁸

- Unidad de superficie requiere de grandes espacios.
- Gas libre en el pozo puede reducir drásticamente la producción de fluidos.
- En pozos desviados presenta problemas de fricción.
- La profundidad de la bomba es limitada debido principalmente a la resistencia mecánica de las varillas.

2.1.3 Rango de aplicación del bombeo mecánico⁹

- Este método de levantamiento se encuentra entre 20 y 2000 (BPPD).
- Se pueden aplicar a una profundidad no mayor a 9000 pies.
- No se puede utilizar en pozos desviados.

⁷ Arzuza, Leonardo. Curso Bombeo Mecánico. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2011.

⁸ Ibid.

⁹ EMBUS; MARTINEZ, Op. Cit

- No debe existir presencia de arenas.
- Solo se utiliza en pozos unidireccionales.
- Se utiliza en pozos con temperaturas no mayores a 500 °F.

2.2 TIPOS DE UNIDADES¹⁰

Las unidades de bombeo han sido divididas por el grupo de palanca al cual pertenecen en:

2.2.1 Unidad de Bombeo Convencional¹¹

Estas unidades tienen el punto de apoyo del balancín en el punto medio, es de fácil operación y mínimo mantenimiento. Su principio de funcionamiento está basado en la transmisión del movimiento rotativo del motor por medio de la caja reductora, la cual reduce la velocidad a través del sistema de engranajes. Este movimiento es comunicado a la viga viajera, convirtiéndolo en un movimiento vertical, el cual es reflejado en el ascenso y descenso de la barra lisa.

¹⁰ Industrias Lufkin Inc. **“Catalogo de productos Generales de Yacimientos Petroliferos”**. (Argentina). 2000.

¹¹ Sánchez, Yoel. Evaluación del comportamiento de producción en pozos con unidad de Bombeo Hidráulico Corlift. Tesis Pregrado, Cabimas, 2010.

Tabla 2. Ventajas y desventajas Unidad Convencional.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Costos de mantenimiento bajos.</p> <p>Tiene menor costo que otras unidades.</p> <p>Velocidad de bombeo más rápida que las MARK II.</p> <p>Puede rotar en sentido horario y antihorario.</p> <p>Requiere menos contrabalanceo que las MARK II.</p>	<p>Podría requerir cajas reductoras más grandes que otros tipos de unidad, especialmente con varillas de acero.</p> <p>En otras aplicaciones no es tan eficiente como la unidad Mark II.</p>

Fuente: Svinos, John G Theta Enterprise, Inc. Optimización de Bombeo Mecánico, Bera, 2005.

Figura 6. Unidad de bombeo convencional



Fuente: AUTOR, Registro fotográfico Campo Tibú, Sector M-14.

2.2.2 Unidad de Bombeo Mark II¹²

Utiliza un mecanismo cinemático muy similar a los componentes estructurales de la unidad de bombeo convencional. Diseñada para rotar únicamente en sentido contrario de las manecillas del reloj. Esta unidad ofrece uno de los sistemas de bombeo por varillas más sencillos y avanzados que existentes en la actualidad.

Las unidades Mark II basan su geometría en tres características, las cuales reducen el torque y la carga con respecto a una unidad Convencional. Estas son:

- a. **La ubicación de la caja reductora.** La misma está ubicada de tal manera que con un giro determinado de las manivelas crea una carrera ascendente de 195° de la rotación de la manivela y una carrera descendente de aproximadamente 165° de la rotación de la manivela.
- b. **Un punto de apoyo en el extremo de la unidad**, colocando en ese lugar el cojinete ecualizador (llamado cojinete de cola), creando un sistema CLASE III.
- c. **Una manivela desfasada**, la cual produce un contrabalanceo más efectivo el cual, al comienzo de la carrera ascendente, “arrastra” la carga del pozo en aproximadamente $7\ 1/2^\circ$. Igualmente en la carrera descendente, esta misma condición produce esta acción, también “llevando” el contrapesado aproximadamente $7\ 1/2^\circ$.

Independientemente de estos factores, las unidades Mark II producirán un torque uniforme trabajando en forma conjunta, reduciendo un 35% del torque en la caja reductora. Adicionalmente los costos de electricidad y del tamaño del motor pueden ser reducidos.

¹² Ibid.

Figura 7. Unidad de bombeo Mark II



Fuente: AUTOR, Registro fotográfico del campo Tibú, Sector M-14.

Tabla 3. Ventajas y desventajas Unidad de bombeo Mark II.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Tiene menor costo en la mayoría de los casos.</p> <p>Podría costar menos (-5%, -10%) comparada con el siguiente tamaño en una unidad convencional.</p> <p>Es más eficiente que las unidades convencionales en la mayoría de los casos.</p>	<p>No puede bombear tan rápido como una unidad convencional debido a su velocidad en la carrera descendente.</p> <p>Solo puede rotar en sentido antihorario.</p> <p>En caso de existir golpe de fluido podría causar más daño a la sarta de varillas y la bomba.</p> <p>La base de la sarta de varillas puede generar una gran compresión provocando falla por pandeo.</p>

Fuente: Svinos, John G Theta Enterprise, Inc. Optimización de Bombeo Mecánico, Bera, 2005

2.2.3 Unidad de Bombeo Balanceada por Aire¹³

En estas unidades el punto de apoyo del balancín esta en uno de sus extremo, son más livianas y compactas; estas unidades de bombeo utilizan un cilindro con aire comprimido en lugar de pesas de hierro, esta cualidad permite mejor transporte a la unidad ya que son un 40% más livianas que las convencionales, sin embargo los costos de operación son altos debido al mantenimiento del sistema de balanceo (cilindro de aire, pistón, compresor y controles neumáticos). Estas unidades tienen mayor aplicación para pozos profundos, el bombeo de altos volúmenes con carreras largas y el bombeo de crudos viscosos.

El diseño compacto y liviano relativamente de la unidad la hace conveniente para todo tipo de instalaciones, incluyendo instalaciones de plataforma y para unidades móviles de ensayos montadas sobre remolques.

Un compresor de aire suministrado con la unidad provee la presión de aire necesaria de contrabalanceo. En las unidades impulsadas por motores a gas el compresor está impulsado por una correa accionada por un embrague neumático. El compresor funciona solamente cuando el sistema necesita aire. En las unidades impulsadas por motores. En las unidades impulsadas por motor eléctrico el compresor es accionado por un motor separado controlado por un regulador, ajustable de presión.

El conjunto del tanque de aire contrabalanceo es compuesto de un cilindro, émbolo y un conjunto de vástago encerrado en un recipiente o un tanque de aire. El tanque de aire está fijado a la base de la unidad de bombeo. Durante la carrera descendente de la unidad el aire en el sistema se comprime más, de tal modo que se acumula energía para desengancharse durante la carrera ascendente durante el tiempo que se levantan los vástagos y fluido. La presión del aire en el sistema se ajusta para dar el contrabalanceo óptimo necesario para balancear la carga de torsión sobre el reductor de engranajes durante la carrera ascendente y la carrera descendente.

¹³ Ibid.

Figura 8. Unidad de bombeo balanceada con aire



Fuente: AUTOR, Registro fotográfico Campo Tibú, Sector M-14

Tabla 4. Ventajas y desventajas Unidad de bombeo Balanceado por Aire

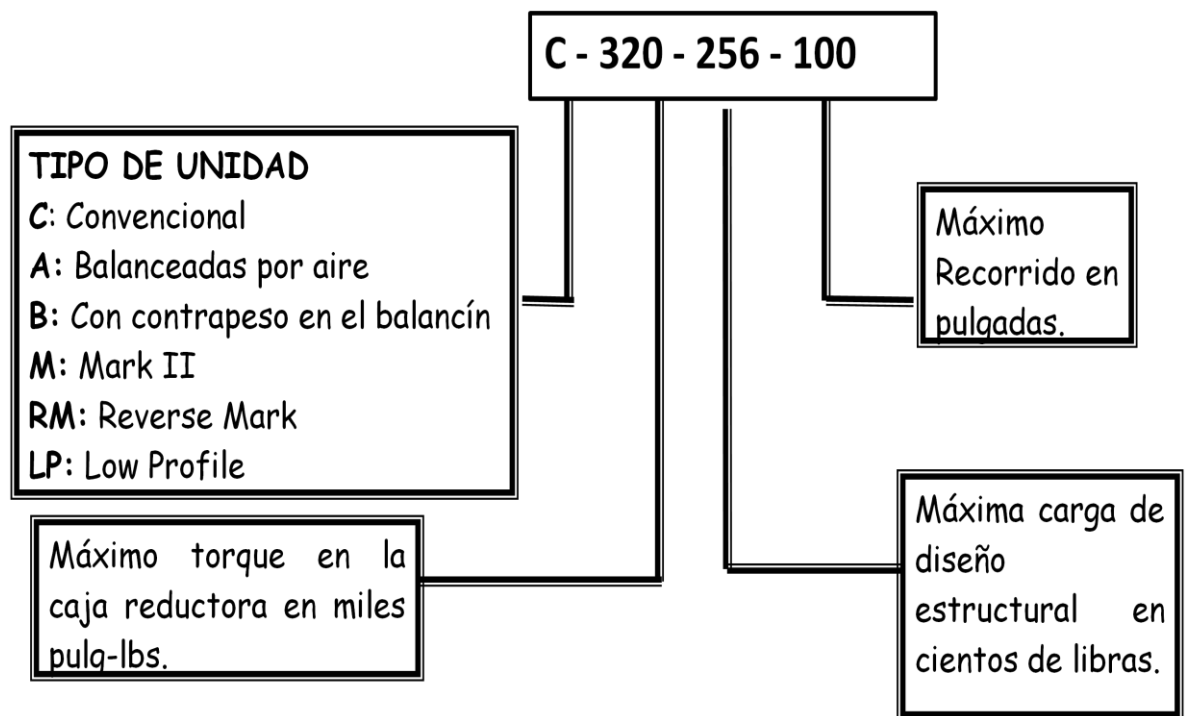
VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Es más compacta y fácil de balancear que las otras unidades.</p> <p>Los costos de transporte son más bajos que otras unidades (pesa menos).</p> <p>Vienen en tamaños más grandes que cualquier tipo de unidad.</p> <p>Puede rotar en sentido horario y antihorario.</p>	<p>Son más complicadas y requieren mayor mantenimiento (compresor de aire, cilindro de aire).</p> <p>La condensación de aire puede constituir un serio problema en la unidad.</p> <p>La caja reductora podría dañarse si el cilindro pierde presión de aire.</p>

Fuente: Svinos, John G Theta Enterprise, Inc. Optimización de Bombeo Mecánico, Bera, 2005.

2.3 DESIGNACION API¹⁴

El API desarrollo un método estándar para la descripción de las unidades de bombeo mecánico, la cual tiene la siguiente configuración:

Figura 9. Designación de las unidades de bombeo según el API



Fuentes: Tomada de EMBUS, Luis A.; MARTINEZ, Jorge A. Curso Generalidades Bombeo Mecánico: I Parte Conceptos Básicos. PARKO SERVICES, 2009.

¹⁴ EMBUS; MARTINEZ, Op. Cit

2.4 PARTES QUE CONFORMAN EL BOMBEO MECANICO¹⁵

2.4.1 Equipo de superficie

2.4.1.1 Motor eléctrico o de gas

La selección del tipo y tamaño del motor es uno de los aspectos más importantes en el diseño de un sistema de bombeo mecánico. Hay dos tipos de motores usados principalmente:

- ❖ Motor eléctrico
- ❖ Motor de gas

Su principal función es la de suministrar la energía que el sistema de bombeo necesita. La potencia del motor depende de la profundidad de la bomba, la velocidad de bombeo, nivel de fluido y balanceo de la unidad; entre más óptimas estén estas condiciones en el caso del motor eléctrico que es el más usado en el Campo Tibú genera un menor consumo en la energía.

2.4.1.2 Caja reductora

La caja reductora convierte los altos torques y bajos r.p.m. de la unidad en altos torques y bajas r.p.m., necesarios para operar la unidad de bombeo.

2.4.1.3 Contrapesos

Su función es reducir el torque que la caja debe suministrar. En la carrera ascendente los contrapesos proporcionan energía a la caja de engranaje (al caer), en cambio en la carrera descendente estos almacenan energía.

¹⁵ Pan American Energy. Manual de producción. Golfo San Jorge, 2002.

2.4.1.4 Balancín

La principal función es almacenar energía en la carrera descendente y entregar energía en la carrera ascendente.

a. Barra Lisa

Conecta la sarta de varillas con la bomba, es la única parte de la sarta de varillas visible en superficie; como su nombre lo indica tiene una superficie lisa y brillante.

b. Caja prensa estopa

Están diseñadas para prevenir fugas del fluido. Si el pozo no se encuentra produciendo suficiente petróleo, un lubricador es colocado sobre la prensa estopa, el cual previene que este se dañe además de mantener lubricada constantemente la barra lisa.

c. Líneas de flujo

Son las encargadas de conectar el cabezal del pozo con el separador. Altas presiones en las líneas de flujo pueden provocar altas cargas en la barra lisa y por ende una baja en la eficiencia de la unidad.

d. Cabezal de producción

Lo conforma un conjunto de válvulas y accesorios cuya función es producir el pozo de forma segura, los cuales controlan y dirigen la entrada y salida de los fluidos o gases.

2.4.2 Equipo de subsuelo

a. Sarta de varillas

Conecta la bomba de fondo con la barra lisa, su función principal es transmitir el movimiento (energía) oscilatorio de la barra lisa a la bomba, lo que proporciona la potencia necesaria por la bomba para producir

hidrocarburos. Son hechas de fibra de vidrio o acero, siendo la mayoría fabricada en un 100% de este material. Cada varilla de la sarta debe soportar las cargas de fluido y el peso de las varillas por debajo de ellas.

La sarta de varillas tiene un impacto mayor en el comportamiento del sistema. Afecta las cargas en la barra lisa y la caja de engranaje, consumo de energía, torque en la caja de engranaje, carrera de fondo, y frecuencia de fallas de las varillas.

- **Barras de peso:** son varillas de gran diámetro diseñadas mantener un diseño optimizado de la sarta, evitando roturas prematuras de varillas. Es eficaz para reducir las pescas de pines y cuplas que se generan por efecto de la compresión en la sarta. Las barras de peso se ubican al final de la sarta, sobre la bomba, de modo de mantenerla totalmente sometida a las cargas de tracción durante el ciclo de bombeo. Su implementación minimiza la compresión generada sobre las varillas durante la carrera descendente de bombeo.

b. Tubería de producción

El fluido se produce a través del anular tubería-varillas hasta la superficie. Cuando la tubería está anclada al anular, esta tiene un efecto menor en el comportamiento del sistema en la mayoría de los casos. Si la tubería no está anclada entonces podría afectar las cargas sobre las varillas y el desplazamiento de la bomba debido a su estiramiento.

c. Bombas de Subsuelo

Son típicamente clasificadas en base al mecanismo a través del cual estas le agregan energía al fluido y por la manera específica en que ese mecanismo es implementado.

Las bombas se pueden clasificar en diferentes tipos: Dinámicas o de desplazamiento positivo. **Bombas Dinámicas:** Agregan energía al fluido mientras éste pasa a través de la bomba para incrementar su velocidad de manera que las subsecuentes reducciones de velocidad dentro o fuera de la bomba producen un incremento de presión. **Bombas de Desplazamiento Positivo:** Periódicamente añaden energía al fluido a través de la aplicación de fuerzas a un volumen de fluido constante.

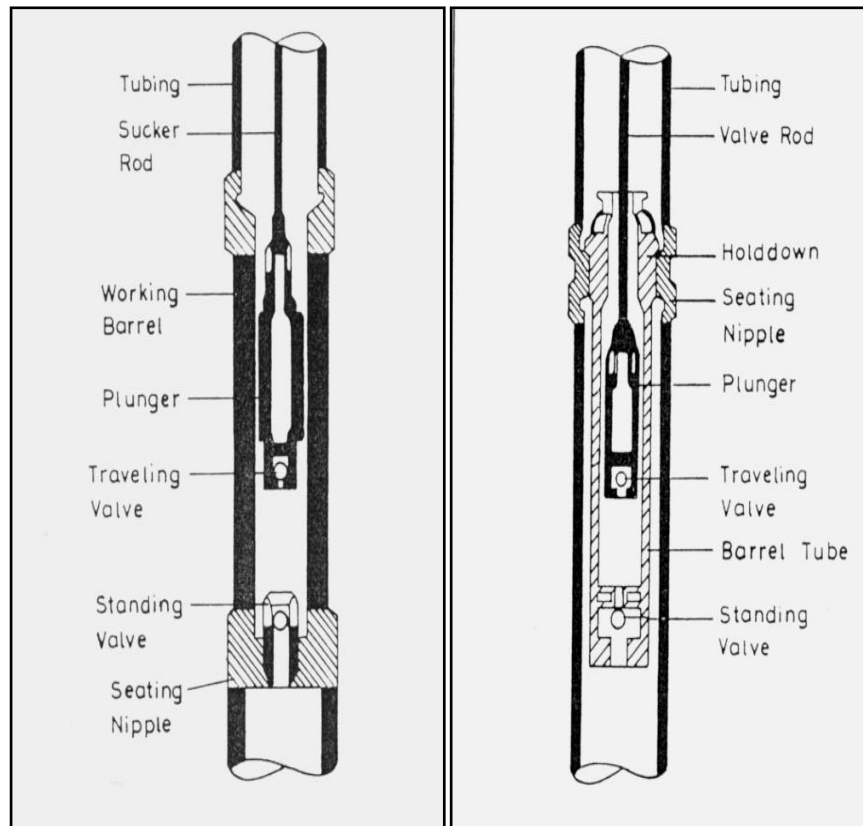
Existen varios tipos de bombas de profundidad empleada para diferentes aplicaciones. Las más utilizadas son:

- **Bombas de tubing (TH)¹⁶:** Las bombas de tubería son principalmente utilizadas para altas tasas de producción en pozos poco profundos comparados con las bombas insertables. Por lo tanto, pueden utilizarse diámetros de pistón mayores a los usados con bombas insertables. Se caracterizan al tener el barril conectado directamente al tubing y la sarta de varillas se conecta directamente al pistón. En la parte inferior del barril se ubica un niple de asiento, que aloja la válvula fija. Estas bombas provee el máximo desplazamiento de fluido para una determinada tubería de producción. Una de las limitaciones que presenta es que si se debe cambiar el barril hay que sacar todo el tubing, además no se recomienda para pozos don gas ya que reduce la eficiencia de la bomba.
- **Bombas Insertables (RH/RW):** Bombas de varillas o insertables son populares debido a que ellas son fáciles de instalar y reparar. Su característica principal es que se fijan al tubing mediante un sistema de anclaje, por lo tanto al retirarla del pozo no es necesario sacar el tubing. Existen varios tipos de bombas insertables dependiendo de las condiciones el pozo, tasa de producción, y profundidad del pozo.

¹⁶ BOLLAND, Manual de Partes: Bombas Mecánicas de Profundidad. Buenos Aires, Argentina, 2005. Capítulo 1

Figura 10 . Bomba de tubería

Figura 11. Bomba inserta



Fuentes: Tomada de EMBUS, Luis A.; MARTINEZ, Jorge A. Curso Generalidades Bombeo Mecánico: I Parte Conceptos Básicos. PARKO SERVICES, 2009.

2.5 DENOMINACIÓN DE LAS BOMBAS MECÁNICAS

Los distintos tipos de bombas mecánicas de profundidad se identifican según la norma **API 11AX** de la siguiente forma:

Tabla 5. Denominación de las Bombas según norma API11AX

Tipo de Bomba		Con Pistón de metal liso	
		Barril pared gruesa	Barril pared fina
Insertable	Barril estacionario, anclaje superior	RHA	RWA
	Barril estacionario, anclaje inferior	RHB	RWB
	Barril móvil, anclaje inferior	RHT	RWT
De tubing		TH	---

Fuente: Tomada de BOLLAND, Manual de Partes: Bombas Mecánicas de Profundidad. Buenos Aires, Argentina, 2005. Capítulo 1

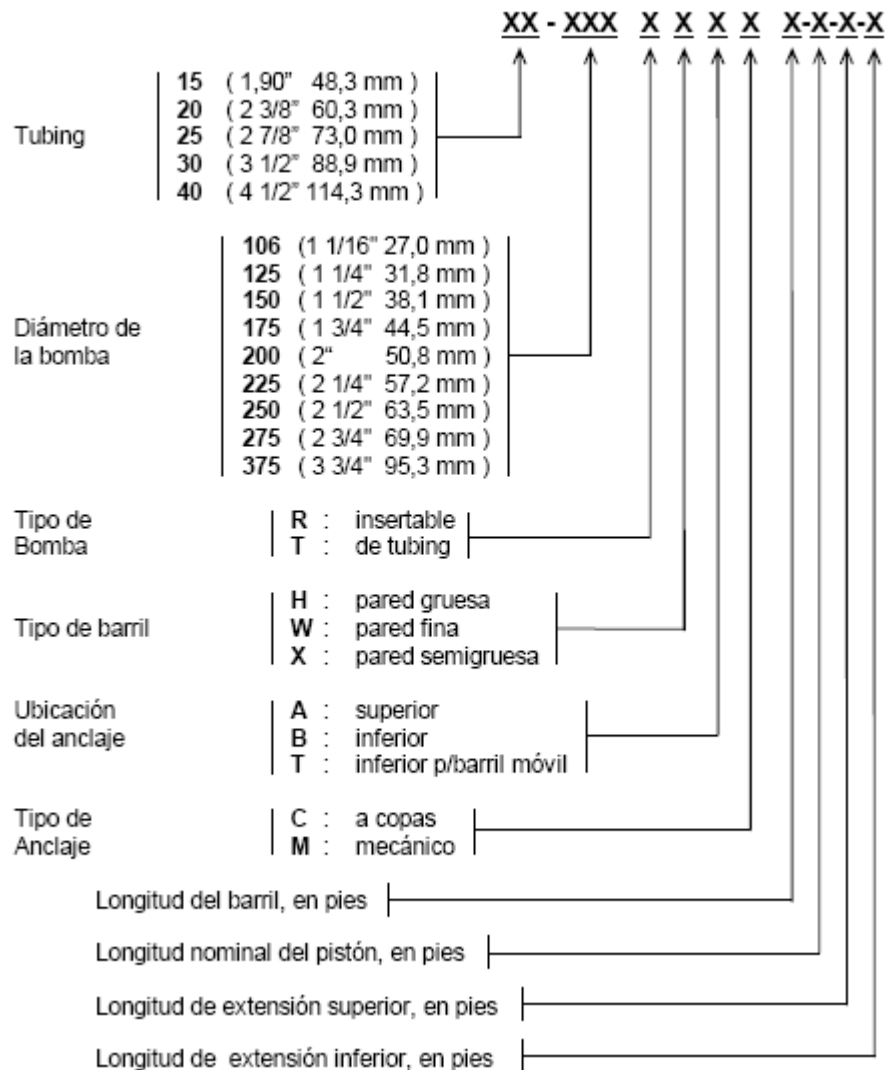
La designación de la bomba incluye diámetro nominal del tubing, diámetro básico de la bomba, tipo de bomba incluyendo tipo de barril y ubicación y tipo de anclaje, longitud del barril, longitud del pistón, longitud de cada una de las extensiones cuando corresponda.

Su configuración y el significado se indican en la **Figura 12**.

Adicionalmente, para completar la descripción de la bomba, se debe suministrar la siguiente información:

- a) Calidad del barril
- b) Calidad del pistón
- c) Luz entre barril y pistón
- d) Calidad de los asientos y bolas.

Figura 12. Designación de las bombas de subsuelo mecánicas



Fuente: Tomada de BOLLAND, Manual de Partes: Bombas Mecánicas de Profundidad. Buenos Aires, Argentina, 2005. Capítulo 1

Ejemplo: Bomba insertable de 1 3/4" de diámetro con barril de pared gruesa de 16 pies de acero cromado. Pistón de 4 pies metalizado liso. Extensión superior de 2 pies y extensión inferior de 2 pies. Anclaje inferior a copas para insertar en tubing 2 7/8". Sera identificada: 25-175 RHBC-16-4-2-2 Barril ACI – Pistón ML, luz 3 – Asientos de carburo de tungsteno y bolas de carburo de titanio

2.6 COMPONENTES DE LAS BOMBAS

a. Barriles y pistones

El barril y el pistón de una bomba por varillas de succión son simples tubos, maquinados y pulidos para una tolerancia bien pequeña entre los diámetros internos del barril y externo del pistón.

Figura 13. Pistones y Barriles



Fuente: Tomada de BOLLAND, Manual de Partes: Bombas Mecánicas de Profundidad. Buenos Aires, Argentina, 2005. Capítulo 1

b. Válvulas y jaulas

Son consideradas el corazón de las bombas por varillas de succión, ya que la eficiencia de operación de la bomba depende de la acción apropiada de la válvula fija y la válvula viajera, las cuales operan bajo el principio de bola y asiento. En esta operación, la bomba es periódicamente asentada y desasentada del asiento.

Figura 14. Válvulas y Asientos



Fuente: Tomada de BOLLAND, Manual de Partes: Bombas Mecánicas de Profundidad. Buenos Aires, Argentina, 2005. Capítulo 1

c. Anclas de gas

Las anclas de gas ayudan a reducir la cantidad de gas libre que entra en la bomba. La bomba de varillas de succión está diseñada para bombear líquido. La presencia de gas en el líquido producido reduce la eficiencia de la bomba. En la carrera descendente, la bomba comprime el gas hasta que la presión dentro del barril es lo suficientemente alta para abrir la válvula viajera. Dependiendo de la cantidad de gas libre, una gran parte de la carrera ascendente puede desperdiciarse en la compresión del gas antes que algún líquido sea producido.

Debido a esto, eficiencias volumétricas menores al 50% son comunes cuando el gas entra a la bomba. En la carrera ascendente, como el gas entra a la bomba, este ocupa una gran parte del volumen de la bomba. Esto reduce la cantidad de líquido que puede entrar a la bomba.

3. ANÁLISIS NODAL¹⁷

El análisis nodal de un sistema de producción, realizado en forma sistemática, permite determinar el comportamiento actual y futuro de un pozo productor de hidrocarburos, y consiste en dividir este sistema de producción en nodos de solución para calcular caídas de presión, así como gasto de los fluidos producidos, y de esta manera, poder determinar las curvas de IPR y el potencial de producción de un yacimiento. Como resultado de este análisis se obtiene generalmente un incremento en la producción y el mejoramiento de la eficiencia de flujo cuando se trata de un pozo productor, pero cuando se trata de un pozo nuevo, permite definir el diámetro óptimo de las tuberías de producción, del estrangulador, y línea de descarga por la cual debe fluir dicho pozo, así como predecir su comportamiento de flujo (aporte de hidrocarburos) y presión para diferentes condiciones de operación.

Los principales objetivos del análisis nodal son:

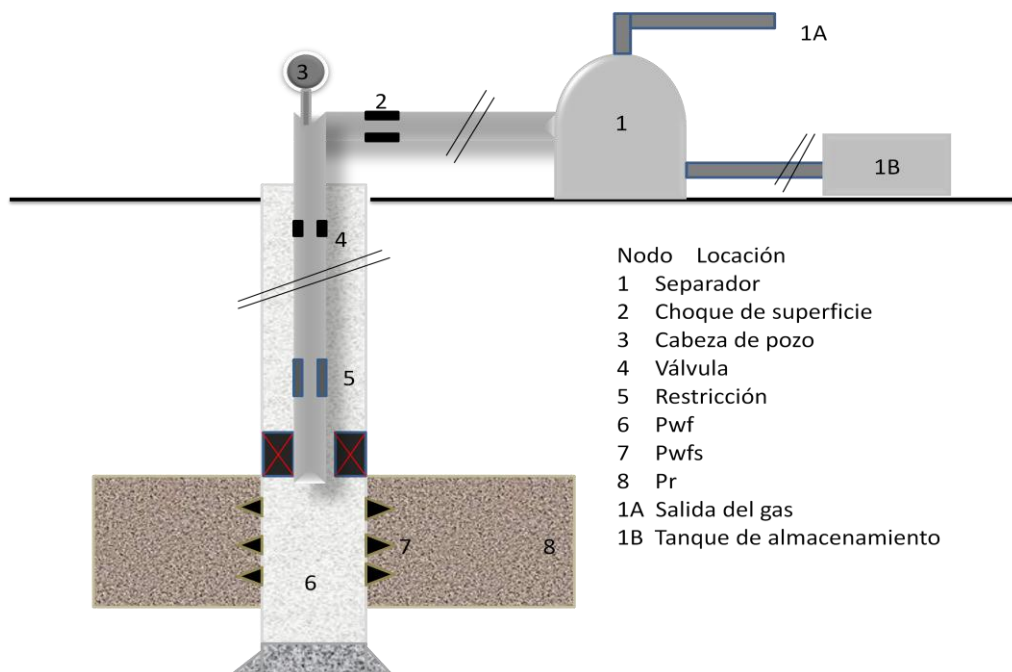
- Determinar la tasa de flujo a la cual producirá un pozo de aceite o gas teniendo en cuenta la geometría del pozo y las limitaciones del completamiento.
- Establecer las condiciones de flujo a las cuales el pozo podría dejar de producir.
- Seleccionar el mejor tiempo para la instalación del sistema de levantamiento artificial, y también para seleccionar el más óptimo.
- Optimizar el sistema para producir a la tasa de flujo para que el proceso sea económico
- Evaluar los componentes del sistema de producción para identificar las restricciones de flujo que son innecesarias.
- Establecer alternativas al personal de operaciones para incrementar la producción.

¹⁷ BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

El procedimiento consiste en la selección de un nodo en el pozo, dividiendo el sistema en este punto (**Figura 15**). Todos los componentes aguas arriba (upstream) del nodo comprenden la sección de entrada (inflow), mientras que la sección de salida (outflow) consiste en el conjunto de componentes aguas abajo (downstream) del nodo. Además para cada componente debe tener una relación entre la tasa de flujo y la caída de presión. El flujo a través del sistema puede determinarse una vez se satisfacen los siguientes requerimientos:

1. El flujo de entrada al nodo es igual al flujo de salida al del mismo.
2. Solo puede existir un valor de presión para un nodo

Figura 15. Localización de varios nodos



Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Para cualquier tiempo en la vida del pozo, existen dos valores de presiones que permanecen constante, que son: la presión promedio del yacimiento P_r y la Presión de separador P_{sep} . Estas presiones no están en función de la tasa de flujo. Dado el caso de que el pozo sea controlado por un estrangulador en superficie, la presión de separador sería reemplazada por la presión en cabeza de pozo P_{wh} .

Al seleccionar el nodo, la presión en este punto se calcula para ambas direcciones, comenzando por las presiones que permanecerán fijas.

- Entrada al nodo

$$\bar{P}_r - \Delta P(\text{componentes upstream}) = P_{nodo} \quad \text{Ecuación 1}$$

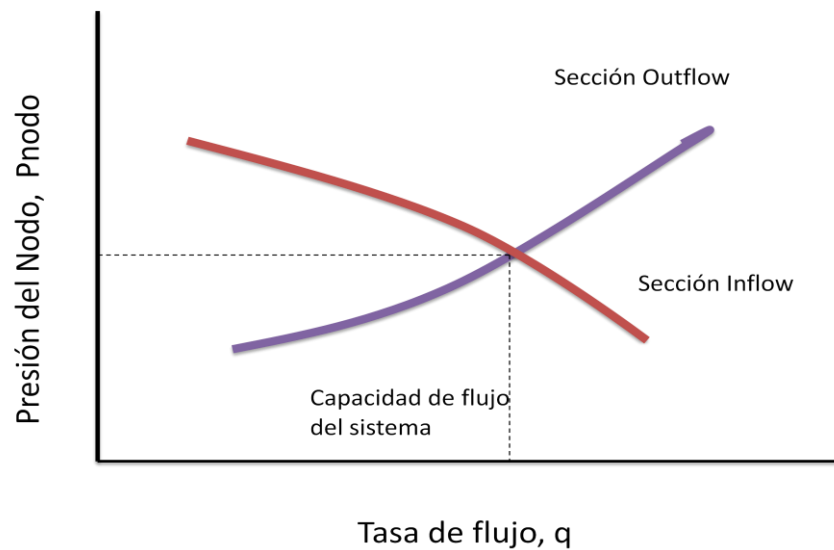
- Salida del nodo

$$P_{sep} - \Delta P(\text{componentes downstream}) = P_{nodo} \quad \text{Ecuación 2}$$

Teniendo en cuenta de que la caída de presión en una función de la tasa de flujo, la grafica de presión de nodo vs la tasa de flujo, dará como resultado dos curvas, la intersección de estas son las condiciones que satisfacen los requerimientos 1 y 2, previamente establecidas (**Figura 16**).

Si se presenta algún cambio en los componentes del sistema de producción puede ser analizado calculando nuevamente la presión en el nodo vs la tasa de flujo, empleando las nuevas características de cada componente que se ha reemplazado. Si el cambio es en los elementos aguas arriba, la curva de sección de salida permanecerá inalterada, y viceversa. En cualquier caso, si algún de las curvas sufre alguna modificación, el punto de intersección se desplazara, y resultarán nuevos valores para la tasa de flujo y la presión del nodo.

Figura 16. Determinación de la capacidad de flujo



Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Si en un sistema simple de producción (**Figura 17**) se toma el nodo en cabeza de pozo, quedaría de la siguiente manera:

- Entrada al nodo

$$\bar{P}_r - \Delta P_{res} - \Delta P_{tubing} = P_{wh}$$

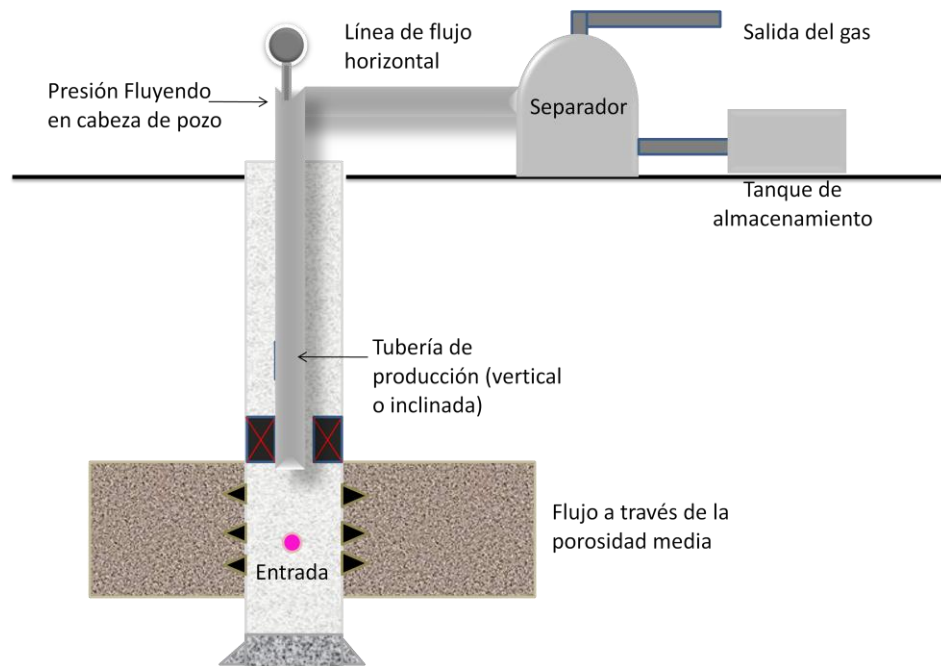
Ecuación 3

- Salida del nodo

$$P_{sep} + \Delta P_{linea\ de\ flujo} = P_{wh}$$

Ecuación 4

Figura 17. Sistema de producción simple

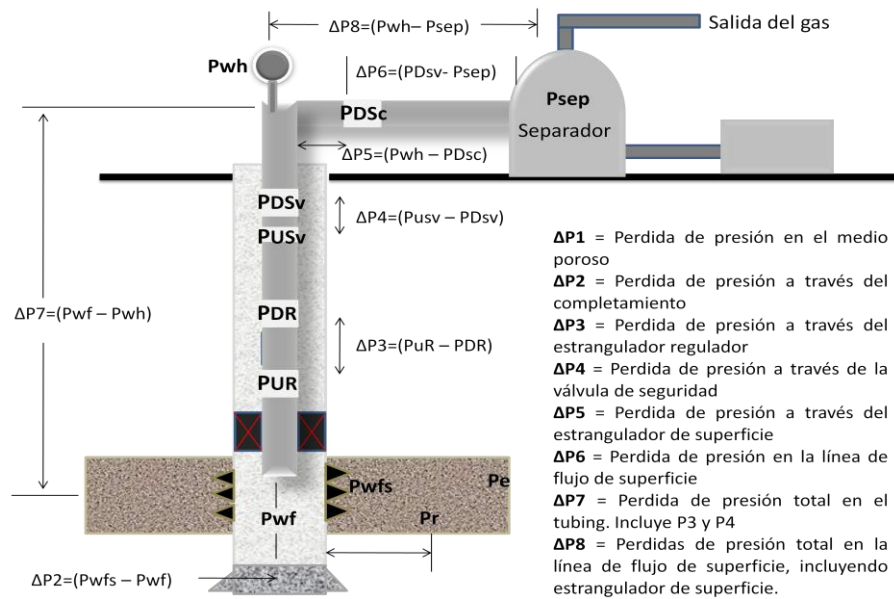


Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Para un sistema de producción completo la **Figura 18** señala las posibles pérdidas de presión.

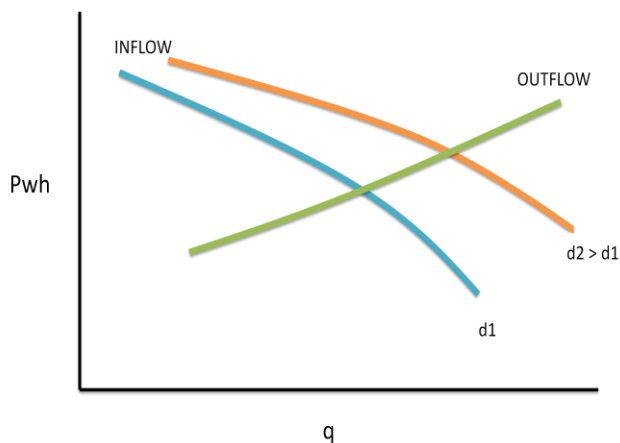
El efecto del tamaño del tubing y de las líneas de flujo, sobre la capacidad de flujo, se puede apreciar en las **Figuras 19 y 20** respectivamente.

Figura 18. Posibles pérdidas de presión en un sistema de producción complejo.



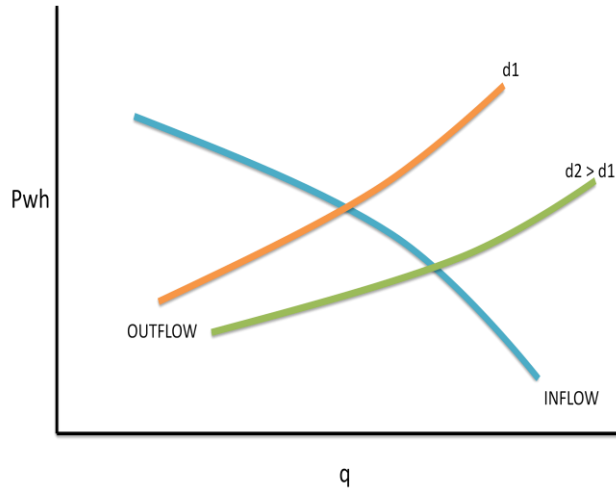
Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Figura 19. Efecto del cambio en las dimensiones del tubing



Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Figura 20. Efecto del cambio en las dimensiones de la línea de flujo



Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Incrementar el diámetro de la tubería de producción, no en exceso claro está, resultará en una presión de nodo o de cabeza de pozo más elevada; esto debido a que se verá reducida la caída de presión en el tubing. Esto desplazará la curva de entrada hacia arriba, y hacia la derecha la intersección.

Una línea de flujo de diámetro mayor reducirá la caída de presión en este elemento, desplazando la curva de la sección de salida abajo y la intersección a la derecha.

Un procedimiento de análisis mucho más utilizado consiste en seleccionar un nodo entre el yacimiento y el sistema de tuberías de producción. Este se indica como el punto 6 en la **Figura 15** y la presión para este nodo es P_{wf} . Al seleccionar este nodo, se divide el sistema en un componente que se rige por el yacimiento y otro que se rige por el sistema de tuberías. Las expresiones

para las secciones de entrada y salida para un sistema de producción simple serán entonces:

- Entrada al nodo

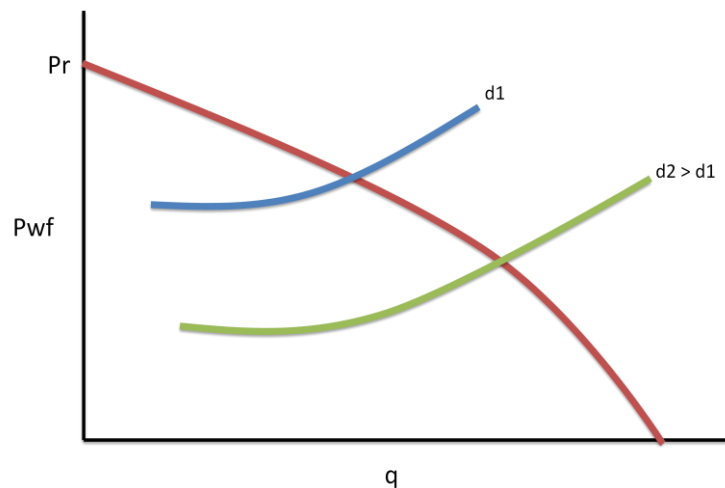
$$\bar{P}_r - \Delta P_{res} = P_{wf} \quad \text{Ecuación 5}$$

- Salida del nodo

$$\bar{P}_{sep} - \Delta P_{línea\ de\ flujo} + \Delta P_{tubing} = P_{wf} \quad \text{Ecuación 6}$$

El efecto de cambiar las dimensiones del tubing sobre la capacidad total de producción del sistema cuando P_{wf} es la presión del nodo lo ilustra la **Figura 21**.

Figura 21. Efecto del cambio en las dimensiones del tubing para un nodo con presión P_{wf}



Fuente: Modificado de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 1.

Un sistema de producción puede ser optimizado seleccionando la combinación de componentes que permita la máxima tasa de producción al menor costo. Si en un componente del sistema ocurre demasiada pérdida de presión, el diferencial restante no será suficiente para obtener un buen rendimiento por parte del pozo; es el caso de tener un tubing de diámetro muy pequeño, la restricción de flujo sería demasiada y las pérdidas por presión serían tales que de nada serviría estimular la formación, u optimizar cualquier otro componente del sistema. La solución a este problema puede ser incrementar el diámetro del tubing, pero no lo suficiente como para que la velocidad a través de la tubería sea tan baja para no llevar efectivamente los fluidos hasta la superficie.

Una metodología para aplicar el análisis nodal puede ser:

- a. Determinar que componentes del sistema pueden ser cambiados. Estos cambios en algunos casos se ven limitados por el tipo de completamiento del pozo.
- b. Seleccionar el componente a ser optimizado.
- c. Seleccionar la ubicación del nodo que mejor describa el comportamiento del sistema una vez se realice el cambio
- d. Desarrollar expresiones para las secciones de entrada y salida del nodo.
- e. Obtener la data requerida para calcular las caídas de presión vs las tasas de flujo para todos los componentes.
- f. Determinar el efecto de cambiar las características del componente seleccionado en el paso 2, construyendo las graficas de sección de entrada y salida y leyendo la intersección.
- g. Repetir el procedimiento para cada componente del sistema.

Una vez definido el concepto de análisis nodal, sus objetivos y metodologías, se puede entonces enunciar algunas de sus aplicaciones en la optimización de la producción de pozos de petróleo y gas. Algunas de ellas son:

- a. Selección de las dimensiones del tubing

- b. Selección de las dimensiones de las líneas de flujo
- c. Diseño de empaquetamiento con grava
- d. Dimensionamiento del estrangulador en superficie
- e. Dimensionamiento de válvula de seguridad de subsuelo
- f. Análisis de sistemas de producción existentes en busca de restricciones de flujo anormales.
- g. Diseño de sistemas de levantamiento artificial
- h. Evaluación de estimulación de pozos
- i. Determinar el efecto de la compresión en el rendimiento de pozos de gas.
- j. Analizar el efecto de la densidad de las perforaciones.
- k. Predecir el efecto de la disminución de la presión del yacimiento sobre la capacidad de flujo.
- l. Análisis de un sistema de producción multipozo.

3.1 COMPORTAMIENTO DE LAS FORMACIONES PRODUCTORAS¹⁸

Es importante conocer los factores que controlan el paso de los fluidos desde la formación hasta el pozo e intentar indicar de qué manera puede afectar estos factores el historial de producción del pozo. Por lo tanto se puede basarse en las características del comportamiento de la formación y el IPR de la formación, aunque estas características están muy relacionadas, el rango de variación en la presión de la zona cercana a la formación drenada por un pozo se usa algunas veces como parámetro independiente para explicar los hechos observados en relación al comportamiento del pozo.

¹⁸ Nind, T.E.W, Fundamentos de Producción y Mantenimiento de pozos petroleros. Canadá: Limusa, 1987

3.1.1 Índice de Productividad y el IPR

La presión de producción P_{wf} en el fondo del pozo se conoce como BHP fluyendo, la diferencia entre esta y la presión estática del pozo P_s , es el abatimiento de presión. Esto se representa:

$$\text{Abatimiento} = P_s - P_{wf} \quad \text{Ecuación 7}$$

La relación del gasto de producción de un pozo y el abatimiento de la presión en este gasto particular se denomina **índice de productividad IP** y se simboliza con la letra **J**; si la producción q esta en bl/día de líquido a condiciones de almacenamiento y el abatimiento esta expresado en lb/pulg², el IP se define como:

$$J = \frac{q}{P_s - P_{wf}} \text{ bl}/(\text{dia})(\text{lb}/\text{pulg}^2) \quad \text{Ecuación 8}$$

A menos que se especifique otra cosa, el IP se basa en la producción neta de líquidos (producción de aceite mas producción de agua).

El **IP específico**, designado por **J_s** es el número (total) de barriles de líquido, a condiciones de almacenamiento, producidos por día por cada lb/pulg² de abatimiento y por cada pie de espesor de la formación productora. Es decir,

$$J_s = \frac{J}{h} = \frac{q}{h(P_s - P_{wf})} \text{ bl}/(\text{dia})(\text{lb}/\text{pulg}^2)(\text{pies}) \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde:

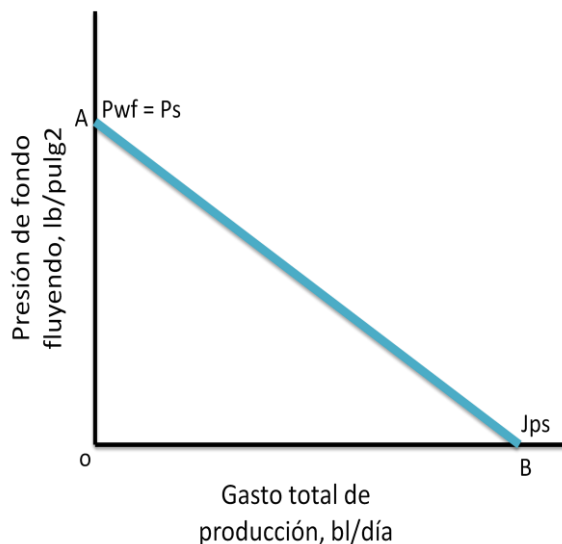
h : es el espesor de la capa productora en pies.

Si el valor de IP del pozo se toma como constante, independientemente de la producción actual del pozo, se puede escribir la siguiente ecuación:

$$q = J\Delta P \quad \text{Ecuación 10}$$

En la que ΔP es el abatimiento. Así es evidente que la relación entre q y ΔP es una línea recta que pasa por el origen y su pendiente es J (**Figura 22.**)

Figura 22. Grafica de gasto de producción contra el abatimiento: índice de productividad constante.



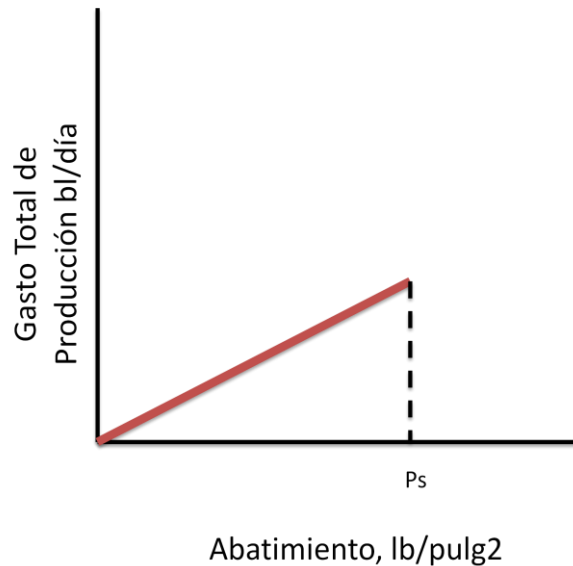
Fuente: Modificado de Nind, T.E.W, Fundamentos de Producción y Mantenimiento de pozos petroleros. Canadá: Limusa, 1987

En un momento en particular de la vida del yacimiento, P_s tiene un valor específico, por lo que si J es constante, al graficar P_{wf} contra q se obtiene una línea recta (**Figura 23**).

El valor de q en el punto B, es decir Jps , se llama **Potencial** del pozo. En esta grafica se hace énfasis en el comportamiento de la formación, es decir, a la reacción de la formación a un abatimiento de presión en el pozo, de tal manera que al referirse al potencial del pozo, se está hablando en realidad del potencial de la formación: el gasto máximo al cual la formación puede entregar liquido hacia el pozo, lo que se presenta cuando la BHP fluyendo es cero (es decir, cuando la presión de fondo es la atmosférica; en aquellos pozos en los que se

usa el vacío, el potencial del pozo podría definirse como la BHP fluyendo de cero absoluto).

Figura 23. Representación grafica del IP



Fuente: Modificado de Nind, T.E.W, Fundamentos de Producción y Mantenimiento de pozos petroleros. Canadá: Limusa, 1987

En las **Figuras 22 y 23** se supuso que el IP era independiente de la producción lo que origino que las posibilidades de producción de la formación cayeran sobre una línea recta, tal resultado estaría de acuerdo a flujo radial. Casi siempre se puede esperar que la línea sea curva. A partir de la definición para IP, la dirección de la curvatura es tal que el valor de J decrece al incrementarse los valores de ΔP , o de q (**Figura 24 y 25**). Para relacionar los casos, Gilbert usa el término *relación del comportamiento del flujo de entrada (IPR)* para describir la curva de BHP fluyendo graficada contra la producción total (**Figura 24**) para cualquier pozo en particular.

Figura 24. Grafica del gasto de producción contra el abatimiento: caso general

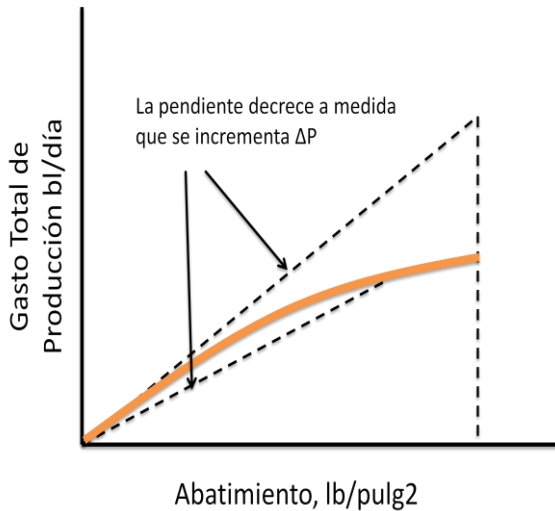
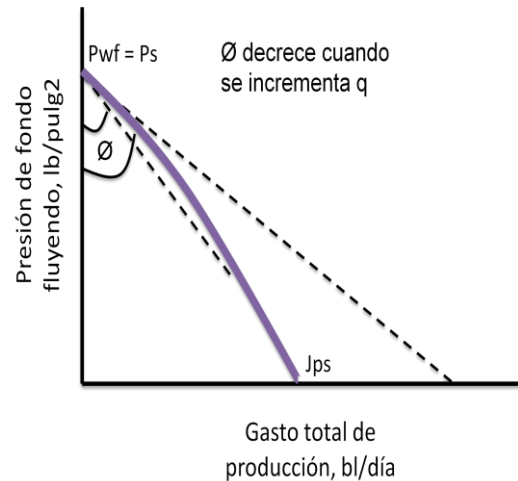


Figura 25. Relación del comportamiento flujo de entrada



Fuente: Modificado de Nind, T.E.W, Fundamentos de Producción y Mantenimiento de pozos petroleros. Canadá: Limusa, 1987

3.2 ANALISIS Y CÁLCULO DE LA RELACION DE CAPACIDAD DE AFLUENCIA (IPR).

En esta sección se presenta las ecuaciones de flujo para varios tipos de yacimientos y mecanismos de producción, que permitirán calcular la caída de presión a través del wellbore. Todas estas ecuaciones se basan en la ley de Darcy.

3.2.1. Predicción de la relación del comportamiento del flujo de entrada (IPR)

Existen dos problemas diferentes por resolver. El primero es la forma de las curva de presión contra el gasto en un momento determinado, es decir, en una

etapa particular de la extracción. El segundo es la manera en que el IPR decrece a medida que continúa la producción.

a. Método de Vogel¹⁹. Vogel ha desarrollado una ecuación empírica para la forma del IPR de un pozo productor en un yacimiento con empuje por gas disuelto en el cual la presión media del yacimiento es menor que la presión en el punto de burbujeo.

Vogel también considero que no había daño en la formación. A partir de esto, construyó una grafica (**Figura 26**) para el IPR de presiones adimensionales vs razones de flujo adimensionales. La presión adimensional está definida como la razón entre la presión de fondo fluyendo y la presión promedio del yacimiento. La razón o tasa de flujo adimensional está definida como la razón entre la tasa de flujo a un valor de P_{wf} dado y q_{max} que se refiere a la tasa de flujo a la cual P_{wf} es cero.

$$\frac{q}{q_{max}} = 1 - 0.2 \left(\frac{P_{wf}}{\bar{P}} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{\bar{P}} \right)^2 \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

\bar{P} = la presión media del yacimiento.

El IPR para un pozo con un índice de productividad constante, es decir, un pozo que no tiene producción de gas, puede ser calculado a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{q}{q_{max}} = 1 - \left(\frac{P_{wf}}{\bar{P}} \right) \quad \text{Ecuación 12}$$

¹⁹ Vogel, J.V. Inflow Performance Relationships for Solutions-Gas Drive Wells, 1968. PRODUCTION ESTIMATION, 1476

Esta ecuación no es muy utilizada debido a que presenta errores del 70% y 80% para valores bajos de P_{wf} .

El método de Vogel también puede ser aplicado para:

- **Yacimientos saturados con factor de daño cero:** Para desarrollar el IPR es necesario primero calcular q_{max} utilizando una prueba de presión con la **Ecuación 11** y luego calcular para varios valores de P_{wf} los valores de q_{max} correspondientes utilizando también la misma ecuación.
- **Yacimientos subsaturados con factor de daño cero: (Figura 26)** en este tipo de yacimientos se pueden considerar dos casos específicos para los cuales aplicar el método de Vogel debido a que la presión de fondo fluyendo puede estar por encima y por debajo del punto de burbuja. Considerando el primer caso, para cuando la presión de fondo fluyendo está por encima del punto de burbuja, se debe calcular primero J usando una prueba de presión en la **Ecuación 8**, luego se calcula q_b reemplazando J y la prueba de presión en la siguiente ecuación:

$$J = \frac{q}{\bar{P} - P_b + \frac{P_b}{1.8} \left[1 - 0.2 \frac{P_{wf}}{P_b} - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_b} \right)^2 \right]} \quad \text{Ecuación 13}$$

Ahora, con el fin de desarrollar el IPR para valores de $P_{wf} \leq P_b$ se utilizan los datos ya calculados y se reemplazan en la **Ecuación 13**. El IPR para valores de $P_{wf} \geq P_b$ describe un comportamiento lineal.

$$q = q_b + \frac{JP_b}{1.8} \left[1 - 0.2 \frac{P_{wf}}{P_b} - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_b} \right)^2 \right] \quad \text{Ecuación 14}$$

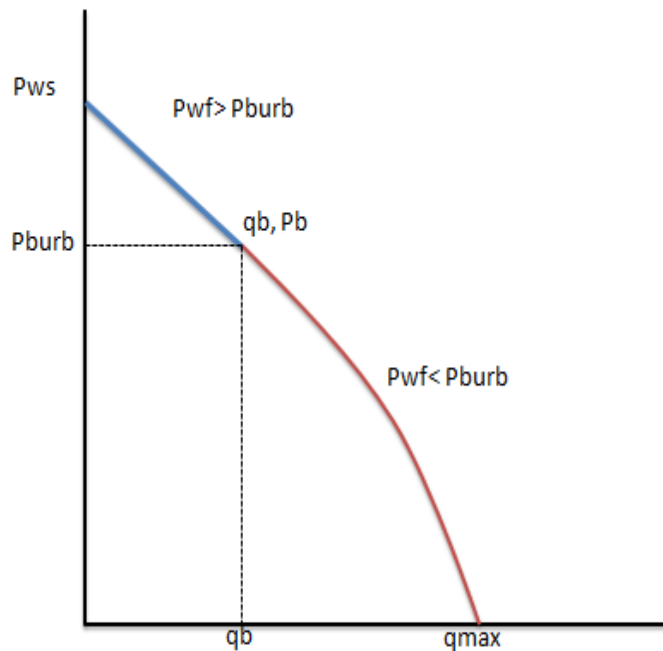
Considerando ahora el segundo caso, para cuando la presión de fondo fluyendo está por debajo del punto de burbuja, los primeros cálculos que se

deben hacer son el de J reemplazando la prueba de presión en la **Ecuación 13** y el de q_b utilizando la siguiente ecuación:

$$q_b = J(\bar{P} - P_b) \quad \text{Ecuación 15}$$

Luego de haber calculado J y q_b , para desarrollar el IPR para valores de $P_{wf} \leq P_b$. Se utiliza la **Ecuación 14**.

Figura 26. Comportamiento tipo Vogel $P_{wf} < P_{burb}$



Fuente: Modificado de Nind, T.E.W, Fundamentos de Producción y Mantenimiento de pozos petroleros. Canadá: Limusa, 1987

b. Método de Fetkovich²⁰

Demostó que los pozos de aceite y los pozos de gas que producen por debajo de la presión de saturación o punto de burbuja, se comportaban de manera similar en términos del índice de productividad, por lo que desarrolló la siguiente correlación:

$$q_o = C(P_{ws}^2 - P_{wf}^2)^n \quad \text{Ecuación 16}$$

En donde:

q_o = gasto de aceite correspondiente a la P_{wf}

$q_{o_{max}}$ = gasto máximo de producción cuando la P_{wf} es igual a cero

P_{wf} = Presión de Fondo estática.

C = coeficiente de la curva

n = exponente (un valor entre 0.5 y 1.0)

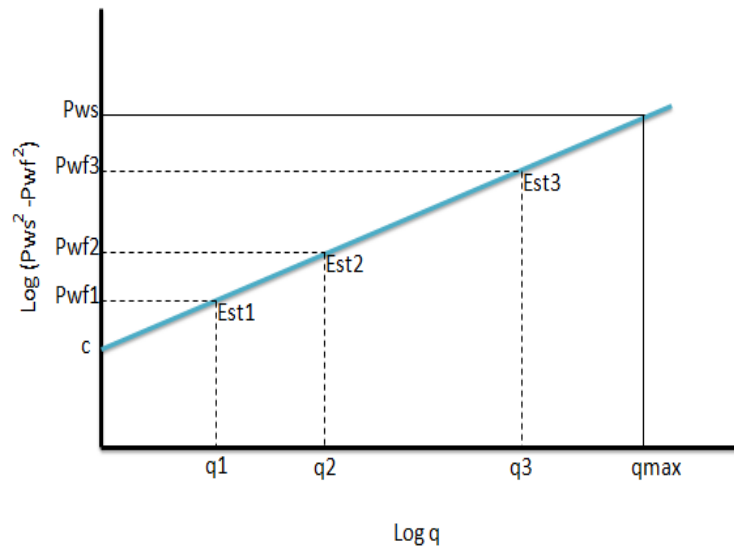
Para aplicar el método de Fetkovich²¹, es necesario determinar los valores de C y de n . Estos coeficientes se obtienen a través de una prueba de presión – producción de un pozo, donde se miden los gastos aportados por tres diferentes diámetros de estrangulador con sus correspondientes presiones de fondo fluyentes, así como la presión de fondo estática con el pozo cerrado. En escala $\log - \log$ se grafican los valores de presión contra gasto, obteniendo una línea recta.

El valor de C es la ordenada al origen y el valor de n es la pendiente de dicha recta. El potencial del pozo o gasto máximo teórico se obtiene interceptando el valor de la P_{ws} con la recta obtenida, para encontrar su correspondiente valor de gasto (**Figura 27**).

²⁰ Fetkovich, "M. J. The Isochronal Testing of Oil Wells", SPE 4529, 1973.

²¹ Fuente: Sertecpet, "Manual Para Operaciones de Campo", Abril 27 2010

Figura 27. Esquema de comportamiento Presión-Producción de acuerdo a correlación de Fetkovich.



Fuente: Modificado Fetkovich, “M. J. The Isochronal Testing of Oil Wells”, SPE 4529, 1973.

3.3 ANALISIS NODAL APLICANDO SISTEMAS DE LEVANTAMIENTO POR BOMBEO MECANICO²²

El análisis nodal ha sido ampliamente utilizado en el diseño de nuevos pozos, para determinar el caudal de producción óptimo, el dimensionamiento de los equipos de subsuelo y superficie, así como también en la estimación de la eficiencia del sistema de producción. La aplicación de esta teoría para pozos con algún tipo de sistema de levantamiento artificial resulta más complicada que para pozos fluyendo naturalmente, pero a su vez ofrece ventajas y oportunidades de mejora. Como es sabido, el descubrimiento de nuevos y grandes yacimientos que aporten a las actuales reservas de crudo, es escaso, por esta razón es imperativo extender el análisis nodal a pozos que requieren

²² Díaz, Ricardo José. Análisis Nodal en la Optimización de la Producción de los pozos del Campo Colorado. Tesis Pregrado. Universidad Industrial de Santander: Bucaramanga, 2009

de algún sistema de levantamiento artificial, en yacimientos en los cuales la presión decrece rápidamente.

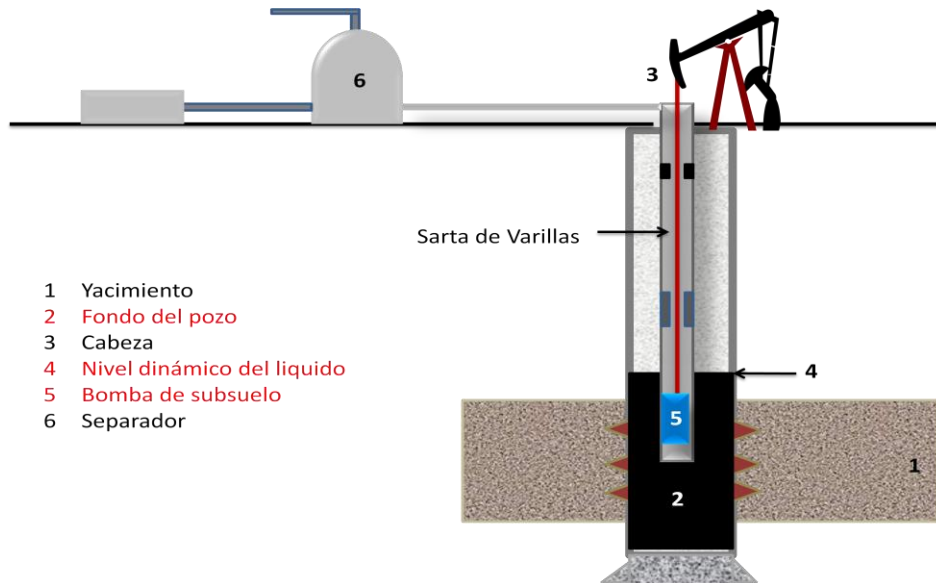
En el caso de un sistema de un bombeo por varilla como el de la **Figura 28**. Las únicas características no comunes con el sistema de producción de un pozo fluyente naturalmente, son la ausencia de un empaque en el pozo y la conexión del anular a la cabeza del pozo y la línea de flujo de superficie. Debido al espacio anular existente, están disponibles dos trayectorias para el movimiento de los fluidos hasta la superficie. Una de estas es la sarta de producción a través de la cual son levantados los fluidos con ayuda de la bomba de subsuelo. La otra trayectoria disponible es el espacio anular, en el cual los fluidos se levantan hasta un nivel dinámico sobre el que existe una columna de gas. En el fondo del pozo estas trayectorias convergen en el mismo punto (ver nodo 2 en la **Figura 28**); por tanto las presiones ejercidas por cada subsistema en este punto debe ser iguales.

Como resultado de esta condición, a diferencia de un pozo fluyente, existen dos maneras de calcular las presiones en el fondo de pozos con bombeo mecánico: a través de la sarta de tubing y a través del espacio anular. Por tanto el nivel líquido dinámico es un indicador muy importante de la presión del fondo del pozo.

3.3.1 Generalidades del diseño de un sistema de bombeo mecánico

Este diseño consiste en la selección de los componentes apropiados del sistema y la determinación de funcionamiento para asegurar la producción de fluidos de una manera económica. Para el bombeo mecánico, esto significa seleccionar el tamaño correcto de la unidad de bombeo para un conjunto de parámetros y variables de operación definidos, como el tamaño del pistón, longitud de la carrera, velocidad de bombeo y diseño de la sarta de varilla.

Figura 28. Sistema de producción de un pozo con Bombeo Mecánico



Fuente: Modificada de Díaz, Ricardo José. Análisis Nodal en la Optimización de la Producción de los pozos del Campo Colorado. Tesis Pregrado. Universidad Industrial de Santander: Bucaramanga, 2009

En la operación de pozos con este sistema de levantamiento se presentan dos situaciones: el caudal del pozo es constante y el caudal del pozo es ilimitado. La primera situación está más asociada a la producción de campos maduros en donde la solución involucra un problema de optimización, por lo que será necesario asegurar condiciones óptimas de operación. Para la segunda situación, la meta del operador es optimizar las variables del bombeo, a fin de lograr el máximo caudal de producción posible. Para ambos casos se requiere correlacionar la capacidad de la bomba de subsuelo con la curva IPR del pozo. Cabe destacar que, en la mayoría de los campos maduros, la unidad de bombeo seleccionada tiene una capacidad de levantamiento que en el tiempo resulta mayor al aporte productivo del pozo. En casos como estos, se opta por regular la operación de la unidad, ya sea instalando reductores de velocidad o

trabajando los pozos de manera intermitente para evitar la situación en la cual el motor de la unidad trabaja en vacío por un periodo de tiempo, hasta que nuevamente se detecte que el nivel de fluido este por encima de la entrada a la bomba. En pozos automatizados, la operación de la unidad de bombeo es controlada por un dispositivo en superficie denominado “pump off”.

- **Selección de las condiciones optimas de operación.** Corresponde a la primera situación planteada para la operación de pozos asistidos por bombeo mecánico

Uso del API RP 11 L-API Bull 11L3. El procedimiento ampliamente usado API RP 11L, en conjunto con la publicación API Bull 11L3 es utilizado para determinar el conjunto de variables y parámetros de bombeo, para un caudal de bombeo preestablecido, mediante un procedimiento de ensayo y error. Los programas de ingeniería comercialmente disponibles incorporan este análisis, con el fin de facilitar los procedimientos de cálculo con múltiples escenarios.

Índice de comportamiento: existe distintos índices de comportamiento propuestos en la literatura, los cuales son directos en función de la carga estructural, el torque y el consumo de energía. En la mayoría de los casos la elección de un conjunto de variables de bombeo con carga estructural mínima, no desencadenan en una potencia mínima.

Maximizando la eficiencia de levantamiento: a partir de la determinación de la eficiencia de levantamiento, se puede desarrollar un procedimiento confiable para la optimización del sistema. La eficiencia de levantamiento, definida a partir de la potencia de extraer los hidrocarburos, y los HP en la barra lisa, es uno de los componentes principales en el cálculo de la eficiencia total del sistema:

$$n_{lift} = \frac{P_{hydr}}{PRHP}$$

Ecuación 17

Donde:

N_{lift} : Eficiencia de levantamiento

P_{hydr} : Potencia hidráulica requerida para el levantamiento del fluido, HP

$PRHP$: Potencia en la Barra Lisa

Se hace evidente que una menor potencia en la barra lisa ($PRHP$) está relacionada con una mayor eficiencia de levantamiento, y consecuentemente con una menor operación del motor, lo que implica una reducción en los costos de operación y una mayor eficiencia del sistema.

- **Maximización de la tasa de bombeo.** Para la situación en la que el flujo del pozo es ilimitado, la atención se centra en seleccionar las variables de bombeo adecuadas para obtener la máxima rata de flujo. Es importante resaltar que la capacidad de bombeo disminuye al tiempo que aumenta la profundidad del pozo.

Para la determinación del caudal de un sistema de bombeo mecánico se tiene en cuenta factores tales como:

1. El tamaño de la bomba de subsuelo
2. La longitud de la carrera
3. La velocidad de bombeo
4. La metalurgia de las varillas
5. La capacidad estructural y torsional de la unidad de bombeo
6. El GOR de producción.

$$N_{CRITICO} = C \left(\frac{60000}{S} \right)^{1/2}$$

Ecuación 18

Donde:

$N_{critico}$: Velocidad de bombo critico, 1/min

S : Longitud de carrera en la barra lisa, pulg

C : 0.7 (Unidades convencionales), 0.63 (Balanceadas por aire),
0.56 (M.II)

La determinación analítica del caudal máximo de un pozo asistido por bombeo mecánico es complicada, esto es debido al gran número de parámetros que influyen en el sistema y las múltiples interacciones entre ellos; por fortuna se dispone de programas de diseño que facilitan el análisis y los procedimientos de cálculos para diversas condiciones.

3.3.2 Ajuste de la tasa de bombeo con el influjo del pozo.

La situación se torna difícil si el volumen de líquido levantado por la bomba de subsuelo está disponible en la entrada. Si se instala un sistema con baja capacidad de bombeo en un pozo con alta capacidad de producción, o se instala un sistema de alta capacidad de bombeo en un pozo con baja capacidad de producción, resultará en una operación completamente ineficiente.

En tal sentido es necesario obtener la curva de IPR del pozo a fin de conocer su potencial. Básicamente, el rol que desempeña el sistema de levantamiento artificial consiste en encontrar una tasa de flujo que se ajuste al IPR del pozo, dimensionando adecuadamente los componentes de su sistema de producción. El comportamiento de influjo de fluidos puede ser descrito por cualquiera de los métodos mencionados en el capítulo correspondiente al análisis cálculo de la relación de capacidad de afluencia (IPR), dependiendo de las características del yacimiento.

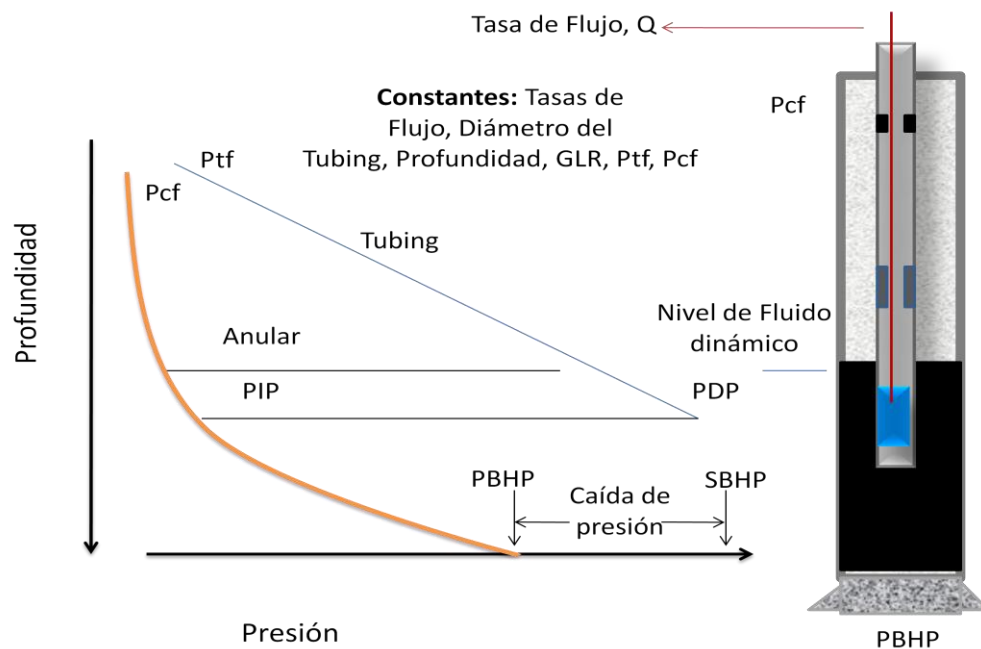
Mantener valores de la presión de bombeo en el fondo del pozo iguales o menores a un diez por ciento de la presión estática de fondo probablemente garantizaría una producción del 95% del caudal máximo. Es preciso destacar, que tanto la presión del revestimiento y los niveles de fluidos deben ser determinados a condiciones estables. Son útiles las medidas de presiones de

casing y niveles de fluido durante el cierre del pozo para determinar las presiones de fondo estáticas.

Existen dos opciones para asegurar que el caudal de bombeo se ajuste al IPR del pozo:

- a. Seleccionar un conjunto de parámetros y variables de bombeo que aseguren el desplazamiento de un volumen de líquido equivalente a una producción estabilizada del pozo. (**Figura 29**)

Figura 29. Visualización del rendimiento del sistema de bombeo



Fuente: Modificado de Díaz, Ricardo José. Análisis Nodal en la Optimización de la Producción de los pozos del Campo Colorado. Tesis Pregrado. Universidad Industrial de Santander: Bucaramanga, 2009

En la Figura anterior se puede observar como es el comportamiento que generalmente describe las variables de un sistema de levantamiento por bombeo mecánico. Para este caso son constantes la tasa de flujo (Q), el diámetro de la tubería de producción, la profundidad de asentamiento de la bomba, la relación gas-liquido (GLR), y las presiones fluyendo a través del cabezal del pozo (P_{cf}) y a través de la línea de flujo en superficie (P_{tf}). A través de la sarta de producción la presión en función de la profundidad describe un comportamiento lineal, empezando con la presión de descarga de la bomba (PDP) localizada a la profundidad correspondiente al asentamiento de la bomba, y finalizando con la presión en cabeza de pozo; se puede distinguir el incremento de presión que ocurre a través de la bomba de subsuelo (Presión de descarga, PDP – presión de entrada, PIP). Por otro lado la curva naranja describe el comportamiento de la presión en función de la profundidad en el espacio anular iniciando en el punto medio de las perforaciones y finalizando en la profundidad de nivel dinámico de fluido; puede notarse la caída de presión a través del wellbore por la diferencia entre la presión de fondo estática SBHP, y la presión de fondo fluyendo PBHP.

b. Controlar el tiempo de bombeo, dado que la capacidad de levantamiento de fluido del sistema de bombeo es mayor que el caudal del pozo. Este es el caso de bombeo intermitente, operación que requiere de una selección óptima del tiempo total de bombeo; cabe resaltar que, el mejor uso de bombeo intermitente es el pozo con regímenes de flujo no estabilizados, especialmente si son operados con motores eléctricos.

Bombeo continuo: Los principios de análisis de los sistemas (análisis nodal) demuestran que el equipo de producción y la formación se encuentran conectados en el fondo del pozo. Esto implica que el mismo caudal líquido debe fluir por ambos componentes del sistema. Por lo tanto, debe existir una solución común del comportamiento de ambos componentes, para determinar el caudal de producción, bajo el cual el sistema operará a condiciones óptimas.

Para un pozo asistido por bombeo mecánico en el cual se desea evaluar el performance operativo del equipo de subsuelo y superficie se sugeriría utilizar como nodo para el análisis, la posición de entrada a la bomba o el cabezal del pozo. El balance de presiones llevaría a establecer las siguientes relaciones físico-matemáticas para describir el inflow y outflow del pozo. Considerando como nodo la posición de entrada a la bomba, y el pozo sujeto a flujo en dos fases se tiene:

Inflow

$$P_r - \Delta P_{res} = P_{wf} \quad \text{Ecuación 19}$$

Outflow

$$P_{wh} + \Delta P_{ft} - \frac{F_o}{A_p} = P_{wf} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

ΔP_{res} : Drawdown del yacimiento

P_{wh} : Presión en el cabezal del pozo, psi

ΔP_{ft} : Caída de presión por fricción, varillas y tuberías, psi

F_o : Carga de fluido, lbs.

A_p : Sección transversal del pistón, pulg²

El inflow es determinado por la ecuación de Vogel o cualquier otro método para calcular el IP e IPR que aplique para el caso, mientras que el outflow requerirá establecer correlaciones con el inventario de información de mediciones físicas, a fin de estimar una relación entre la caída total de presión por fricción, la presión de fondo fluyendo y su dependencia con la tasa de flujo. La solución óptima del sistema sería obtenida al interceptar las curvas inflow y outflow. La

información de las mediciones físicas de pruebas realizadas al pozo comprende:

- ❖ **Caudal, Q (STB/día)**
- ❖ **Presión de Cabeza, Pwh (psi)**
- ❖ GOR
- ❖ Niple de asiento, NA (pies)
- ❖ **Pwf, PIP (psi)**
- ❖ **Carga de fluido (libras)**
- ❖ **Diámetro del pistón (libras)**
- ❖ **Presión de la carga de fluido, Pfo (psi)**
- ❖ Presión de descarga, PDP (Pfo + PIP)
- ❖ Golpes por minuto (GPM)
- ❖ Desplazamiento del pistón (STB/día)
- ❖ Llenado de la cámara del barril (%)

Los ítems destacados anteriormente, son la mínima información requerida para poder elaborar la curva de performance para el sistema de bombeo. Una vez recopilada esta data, se emplea la **Ecuación 20** para determinar los valores de P_{wf} y se obtienen los puntos para la grafica de rendimiento. Este procedimiento es basado en la norma API RP 11L.

Una vez obtenida la solución, los incrementos en el índice de productividad y la eficiencia total del sistema pueden evaluar por las siguientes relaciones matemáticas.

$$\Delta J(\%) = \left(\frac{J_{optimo}}{J_{inicial}} - 1 \right) \times 100 \quad \text{Ecuación 21}$$

$$\Delta J(\%) = \left[\left(\frac{Q_{optimo}}{Q} \right) \frac{(P_r - P_{wf})}{P_r - P_{wf\ optimo}} - 1 \right] \times 100 \quad \text{Ecuación 22}$$

$$\Delta N(\%) = \left(\frac{N_{optimo}}{N_i} - 1 \right) \times 100 \quad \text{Ecuación 23}$$

$$\Delta J(\%) = \left[\left(\frac{Q_{\text{optimo}}}{Q} \right) \left(\frac{NL_{\text{optimo}}}{NL} \right) \left(\frac{HP_{\text{motor}}}{HP_{\text{motor optimo}}} \right) \right] \times 100 \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

ΔJ : Variación del índice de productividad

Q_{optimo} : Caudal óptimo de producción de líquido, STB/día

$P_{wf \text{ optimo}}$: Presión de fondo fluyente óptima, psi

ΔN : Variación de la eficiencia del sistema

NL : Nivel de fluido, en pies

NL_{optimo} : Nivel de fluido óptimo, en pies

HP_{motor} : Potencia neta del motor, HP

$HP_{\text{motor optimo}}$: Potencia neta óptima del motor, HP

Bombeo intermitente. En casos donde hay escasez de datos de comportamiento de flujo, llega a ser imposible priorizar una selección óptima del modo de bombeo en la instalación del equipo. La solución usual es instalar un sistema de amplia capacidad de bombeo en el pozo y operarlo intermitentemente. Reduciendo el tiempo de bombeo diario total, la capacidad de levantamiento del sistema de levantamiento se reduce, gobernando por el caudal de flujo del pozo. Durante las paradas, el nivel de líquido del pozo aumenta en el anular, mientras que durante los periodos de producción el nivel de fluido cae hacia la entrada de la bomba. Un diseño apropiado del bombeo intermitente, por lo tanto, asegura un mínimo nivel de fluido durante el ciclo de bombeo pero evita que el nivel dinámico caiga por debajo de la bomba.

Algunas veces se utiliza la operación manual de intermitencia de pozos. El motor es encendido y parado manualmente, implicando varias visitas al pozo retrasando las operaciones. Los relojes de tiempo, **timers**, permiten la operación cíclica automática, los cuales requerían ajustes manuales de tiempos de arranque y parada. Aunque resultan más confiables que la operación

manual, el uso de relojes de tiempo requiere de rangos más flexibles de aplicación. El contador de tiempo trabaja en ciclos automáticos de 15 a 30 minutos, con ciclos de bombeo preestablecidos. El ajuste apropiado de estos contadores de tiempo es determinado por ensayo y error, por lo que no brindan una confiabilidad completa.

- **Controladores Pump Off.** Con el nivel de fluido en la bomba, y la capacidad de la bomba en exceso, el barril de la bomba no se llena totalmente durante la carrera ascendente. Entonces, en la carrera descendente, el pistón golpeará en el nivel de fluido dentro del barril, produciendo el fenómeno conocido como golpe de fluido. Se dice entonces que el pozo está en pump off. La mayoría de los dispositivos de control incluyendo medios para detectar esta condición y recién el nombre genérico: Sistemas de Control Pump Off, (CPOS).
- **Monitoreo de carga de varillas.** Los más populares dispositivos CPO utilizan el monitoreo de cargas de las varillas, porque las cargas de varillas son los mejores indicadores de la operación de la bomba de subsuelo. Los malfuncionamientos de bombeo, incluyendo pump off, son detectados fácilmente por la evaluación de las cargas superficiales. Una ventaja agregada muy importante es que los datos de carga de las varillas, junto con la información de la posición de la varilla, permiten realizar un análisis completo de la operación de la unidad de bombeo. Debido a las ventajas que ofrece, la mayoría de los controladores actuales de pump off trabajan bajo el principio de monitoreo de las cargas de varillas. Estas unidades CPO requieren dos parámetros principales a ser medidos durante el ciclo de bombeo: carga de varillas y posición de las varillas. Generalmente la carga se detecta en la barra lisa con una celda de carga. La información de la posición de la barra lisa se obtiene de un potenciómetro continuo.

3.4 APLICACIÓN DE LA TEORIA DEL ANALISIS NODAL²³.

La importancia de la selección adecuada de las variables y parámetros de bombeo se observan en la **Tabla 6**, en la que se tiene el peor y el mejor caso basado en el requerimiento de potencia en superficie, de los posibles conjuntos de variables de bombeo, cuando la producción de líquido es 500 BPD, a una profundidad es 6000 pies. Los dos casos extremos representan dos diferentes grupos de variables de bombeo, dentro de los cuales, el peor requiere de más de dos veces de potencia en la barra lisa (consecuentemente mayor costo para generar potencia) que el otro. La eficiencia de levantamiento varía de 97% en el mejor caso, frente a un 40.5% para el peor caso. Así, la elección apropiada de los parámetros y variables de bombeo puede conllevar una reducción en los costos de operación, al reducir la potencia requerida.

Tabla 6. Modos de bombeo con el mejor y peor requerimiento para una unidad convencional de 500 BPD a 6000 pies.

Modo de Bombeo	EL mejor	El peor
API Nro.	86	86
Tamaño de bomba	2 ¾"	1 ¼"
Long. Carrera	120 pulg	192 pulg
Velocidad de bombeo	7.9 SPM	13.7SPM
PRHP	22.8 HP	54.6 HP
Eficiencia de levantamiento	97%	40.5%

Fuente: Modificado de Ticlla, Juan Et al. Uso de análisis nodal para optimización de la producción por Bombeo Mecánico en campos maduros. Universidad de Texas: Austin, 2005.

²³ Ticlla, Juan Et al. Uso de análisis nodal para optimización de la producción por Bombeo Mecánico en campos maduros. Universidad de Texas: Austin, 2005.

4. ANÁLISIS DE CARTAS DINAMOMETRICAS

En los pozos que utilizan como sistema de levantamiento el Bombeo Mecánico se emplean herramientas que permiten realizar diagnósticos de los pozos, estas son usadas con el fin de analizar técnicas para incrementar la producción y reducir costos operacionales, para esto se requiere de un estudio integrado del sistema de bombeo incluyendo el rendimiento y la interacción de todos los elementos que lo conforman: el yacimiento, el pozo, las bombas, la sarta de varillas entre otras. Este análisis se puede realizar usando un computador y un sistema de adquisición de datos en conjunto con un apropiado transductor y un software analizador.²⁴(Figura 30.)

Con los resultados obtenidos se analizan las posibles causas del su mal funcionamiento, permitiendo conocer como se está comportando el sistema. Los instrumentos más empleados son el dinamómetro y el medidor de niveles (Sonolog) o Echometer.

Para la realización de este proyecto se contó con estas herramientas que además de diagnosticar las condiciones de la bomba, generan información cuantitativa precisa acerca de cada componente del sistema, permitiendo realizar las pruebas necesarias para conocer el comportamiento actual que se está presentando, y así analizarlo y escoger la mejor alternativa para mejorar la eficiencia del sistema y por ende optimizar la producción del sector M-14.

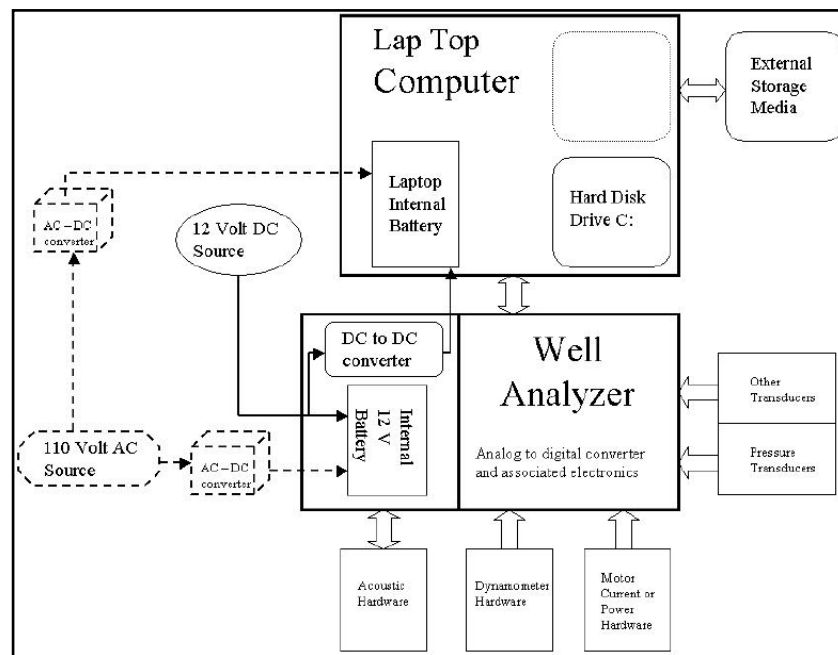
²⁴ Podio, A.L. Et Al. Total Well Management a Methodology for Maximizing Oil Production and Minimizing Operating Cost, 1995.

4.1 PARTES DEL EQUIPO (ECHOMETER)

4.1.1 Pistola de gas.

Tiene una conexión la cual adapta el transductor de presión, para medir y transmitir las señales de la tubería, generando una onda que permite la toma del nivel. (Figura 31). A continuación se describen las partes:

Figura 30. Diagrama de bloques del sistema de procesamiento para el registro de niveles y dinagramas



Fuente: Tomado de Arias, Juan. Registro y análisis de esfuerzos, pruebas de presión e interpretación de dinagramas. Tesis pregrado. Universidad del Quindío, Armenia, 2008.

- **Cilindro:** Encargado de almacenar la presión que será enviada a la tubería de los pozos
- **Manómetro:** Muestra la cantidad de carga que ha sido almacenada.

- **Válvula solenoide:** Compuerta para el envío de la presión de disparo, esta válvula es controlada por medio de una conexión entre la válvula y un software, la cual es activada con una tensión de 12 V.
- **Válvula de llenado:** Es la encargada de dar paso a la carga externa, evita que esta se escape.
- **Sistema de descarga:** Despresuriza la pistola en el caso que el gas de la tubería haya sido retornado.

Figura 31. Pistola de Gas



Fuente: Autor, Registro Fotográfico Campo Tibú, Sector M-14

4.1.2 Computador portátil.

Debe tener instalado el software TWM (TOTAL WELL MANAGER) para el análisis de cada pozo, es conectado por medio del puerto USB, este distribuye las señales para realizar el registro respectivo.

Figura 32. Computador acoplado al analizador de pozos



Fuente: Tomada de, **Manual de TWM Echometer Company. Registro fotográfico. Well Analyzer y Programa TWM, Manual de Operación. Texas, 2009.**

4.1.3 Convertidor de analógico a digital (a/d).

Condiciona y digitaliza las señales eléctricas provenientes de la celda de carga, acelerómetro y sensores de la corriente del motor, estas señales se transmiten al computador para procesarlas y grabarlas; este se encuentra conectado por medio de un cable.

4.1.4 Celda de carga tipo herradura.

Transductor altamente exacto diseñado para proveer un valor de carga preciso cuando sea necesario, esta se debe localizar entre la grapa de la barra lisa y el elevador. Esta celda consiste esencialmente en una célula que contiene una pieza de elasticidad capaz de soportar la carga sin exceder su límite de

elasticidad²⁵. El software calcula la velocidad y la posición de la barra lisa; de allí se obtiene las cartas dinamométricas del recorrido de la unidad, cartas del estado de la bomba de subsuelo y mediciones del estado de las válvulas viajeras y fijas.

Figura 33. Celda de carga tipo herradura



Fuente: Tomada de, Manual de TWM Echometer Company. Registro fotográfico. Well Analyzer y Programa TWM, Manual de Operación. Texas, 2009.

4.2 PRUEBA DE DINAGRAMAS

El **Well Analyzer** usado con la celda de carga da como resultado las medidas dinamométricas del sistema de levantamiento, las cuales son procesadas y analizadas para observar la distribución de la carga en la sarta de varillas, carga y desplazamiento en la bomba, operación y fuga de las válvulas de la

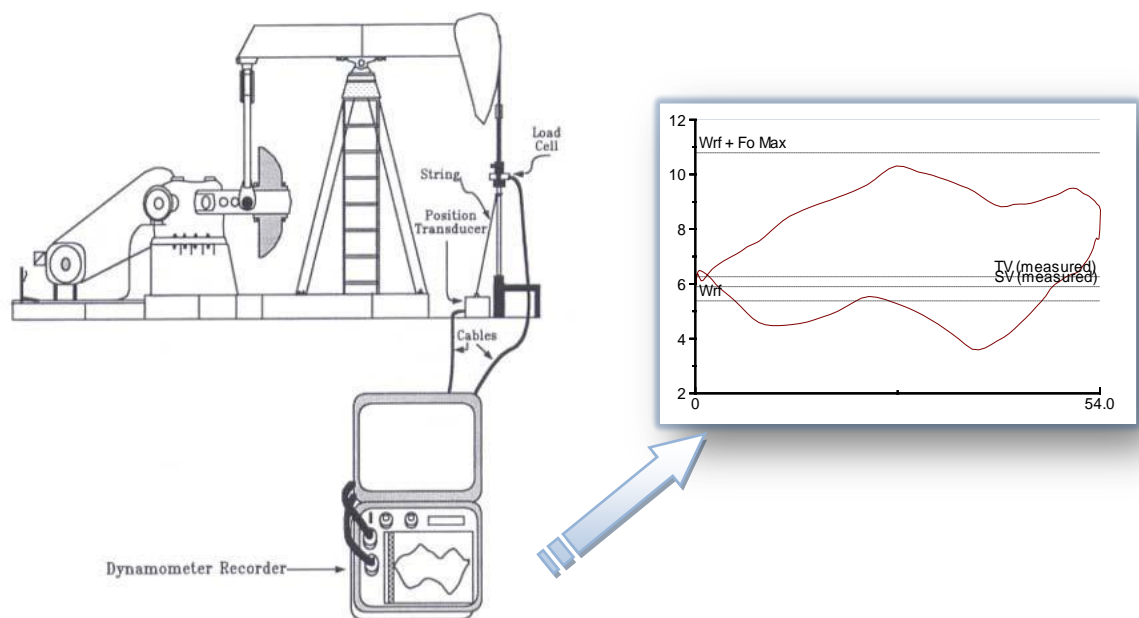
²⁵ Arias, Juan. Registro y análisis de esfuerzos, pruebas de presión e interpretación de Dinagramas. Tesis pregrado. Universidad del Quindío, Armenia, 2008.

bomba, torque y eficiencia de contrabalanceo, carga de fatiga y colapso de varillas y el desempeño del motor²⁶.

La función del dinamómetro es medir las variaciones de carga mecánica y las transduce a señales de voltaje, la cual es enviada al computador haciendo uso del Software **Total Well Management** las señales son procesadas y analizadas.

Un sistema dinamométrico moderno tiene una celda de carga, un transductor de posición, y un sistema de grabación como se muestra en la **Figura 34**.

Figura 34. Sistema Dinamométrico.



Fuente: Svinos, John G Theta Enterprise, Inc. Optimización de Bombeo Mecánico, Bera, 2005.

La carta dinagráfica es un grafico de cargas vs posición, esta es la principal herramienta en la detección de fallas para un sistema de bombeo mecánico. El

²⁶ ECHOMETER COMPANY. Well Analyzer y Programa TWM, Manual de Operación. Texas, 2009

dinamómetro es una herramienta que puede usarse para mejorar la eficiencia y la tasa de fallas en pozos.²⁷ Por medio de esta medición se puede determinar parámetros tales como la máxima y mínima carga permitida sobre la barra pulida en superficie y en fondo, el torque en la unidad de bombeo, los HP necesarios para que el motor pueda mover la unidad, y la manera en que está trabajando la bomba de subsuelo.

4.3 ANÁLISIS POR MEDIO DE TWM-ECHOMETER

Es una herramienta diagnóstica para pozos existentes, la cual realiza cálculos por medio de los datos dinamométricos actuales. TWM es empleado para detectar problemas en sistemas existentes de bombeo mecánico.

TWM usa la ecuación de onda para modelar el comportamiento de la sarta de varillas y modelos cinemáticos exactos para simular el movimiento de la unidad de bombeo. Con esta herramienta se puede conocer el comportamiento del sistema de bombeo mecánico sin importar la profundidad, material de las varillas o geometría de la unidad de bombeo. Además puede detectar problemas en el sistema tales como, bomba en malas condiciones, varillas sobrecargadas, caja de engranaje sobrecargada, unidad no balanceada, causas de baja eficiencia del sistema, fuga en tubería, excesiva fricción varilla-tubería debido a parafina o finos, espaciado incorrecto de la bomba que pueda ocasionar golpe arriba o abajo, etc. En general, esta herramienta permite mejorar la eficiencia, reducir los costos de mantenimiento y producción y revisar la carga de cualquier parte del sistema de bombeo.

4.3.1 Pasos para la prueba²⁸

a. Encienda el analizador del pozo y espere la luz verde, inmediatamente encienda el computador.

²⁷ Svinos, John G Theta Enterprise, Inc. Optimización de Bombeo Mecánico, Bera, 2005.

²⁸ ECHOMETER COMPANY. Obid, Pág. 223.

- b. Usando TWM se debe seleccionar la opción de inicialización (**Set Up (F2)**), señalar la Modalidad de Adquisición (**Acquire Mode**) para seleccionar el dinamómetro que se va a utilizar para la prueba; en la sección de sensores del dinamómetro (**Dynamometer Sensor**) y el número de serie (**Serial N°**) se ingresan los datos del transductor a usar.
- c. Se busca el pozo al cual se le van a tomar las pruebas para esto se dirige a la ventana archivos de los pozos (**Base Well File (F3)**).
- d. En la sección del Dinamómetro (**Dynamometer**), se encuentran tres pruebas a realizar: Prueba de Dinamómetro, Prueba de válvulas y Prueba de efecto de contrabalanceo, seleccione la prueba que desee realizar.
- e. El operador adquiere por lo menos dos minutos de carga de la barra lisa y aceleración que es lo que debe tardar la prueba, el resultado se procesa obteniéndose una carta dinamométrica para todas las carreras obtenidas durante este tiempo.
- f. Se adquieren los datos de válvula viajera, válvula fija y por último los datos de contrabalanceo.

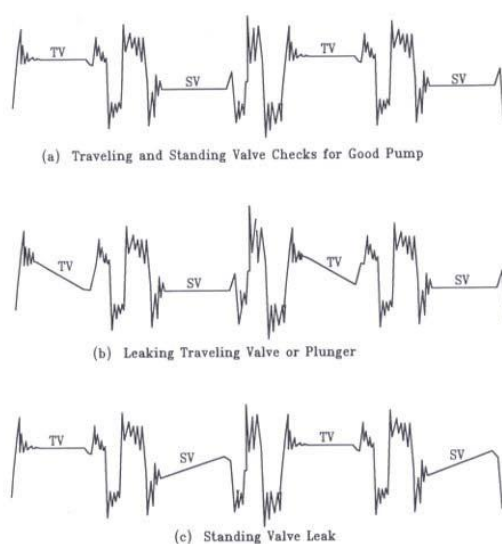
4.4 PRUEBA DE VALVULAS FIJA Y VIAJERA²⁹

Usando un dinamómetro puede realizarse un chequeo de válvula fija y viajera para encontrar fugas debido a desgaste en las válvulas. Esto puede hacerse deteniendo la unidad en la carrera descendente (válvula fija) o en la ascendente (válvula viajera) de la barra pulida. Para realizar un chequeo de válvula confiable y preciso debe detenerse la unidad suavemente al menos un medio o dos tercios del final. Esto es para asegurar que las cargas de fluido han sido transferidas desde el pistón hacia la tubería.

²⁹ SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

La **Figura 35** muestra un ejemplo de la prueba de la válvula. Los segmentos de línea plana de la prueba de válvula tanto fija como viajera corresponden al momento en que la unidad está detenida, indicando que se encuentran en buen estado. La porción ondulante son las cargas en la barra pulida vs. Tiempo registrado cuando la unidad esta bombeando.

Figura 35. Ejemplos de pruebas de válvulas



Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

Durante el chequeo de la válvula viajera las cargas deberían permanecer constantes o decrecer. Si aumentan, esto muestra que las cargas de fluido aun están en la válvula fija y en cambio se está realizando una prueba de válvula fija. Esto podría ocurrir si se detiene la unidad de manera abrupta o demasiado temprano en la carrera ascendente.

Las cargas en la válvula viajera es la suma del peso en flotación de las varillas mas las cargas de fluido sobre el pistón. Por lo tanto, estas cargas deberían ser

mayores que las cargas en la válvula fija, que es solo en peso de la sarta de varillas en flotación.

4.4.1 Pasos para la prueba³⁰

a. En el modo adquirir datos (**Acquire Data**), se selecciona la prueba correspondiente a este análisis.

b. *Prueba de la válvula viajera:* Se debe realizar a la unidad de bombeo suave y lentamente, cuando la barra lisa este sobre la carrera ascendente y a tres cuartos arriba de la misma, la barra lisa levanta la sarta mas la carga del liquido sobre el pistón. Cuando el líquido se filtra en la válvula viajera, se produce una disminución de la carga de la barra lisa, por lo tanto estas cargas deben ser mayores que las cargas en la válvula fija, ya que es solo el peso de la sarta de varilla en flotación. Una rápida disminución en la carga de la barra lisa indica una fuga en la válvula viajera.

c. *Prueba de la válvula fija:* se debe realizar a la unidad de bombeo suave y lentamente, cuando la barra lisa este sobre la carrera descendente y al menos un medio o dos tercios abajo del final. El fluido debe ser soportado por la válvula fija, si este no es soportado la válvula presenta fuga, en este caso la presión del barril podría caer y la válvula viajera podría recoger las cargas del fluido, lo que hace que las cargas sobre la barra lisa se incrementen. Una línea recta indica que la válvula fija está en buen estado.

Nota: el operador cuenta con tres minutos para llevar a cabo dos o más pruebas de la válvula viajera y dos o más pruebas para la válvula fija.

4.5 ANALISIS DE LAS CARTAS DE FONDO³¹

Luego de obtener una carta dinagráfica de fondo usando un programa computarizado se tiene una carta de superficie la cual es modificada por medio

³⁰ ECHOMETER COMPANY. Obid, Pág. 274.

³¹ SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

de la ecuación de onda originándose la carta de fondo, la cual es utilizada con mayor frecuencia debido a su facilidad al interpretar las condiciones de la bomba.

Para detectar con precisión problemas en las bombas se deben comprender las causas que están ocasionando que el sistema no sea eficiente. Se debe entender cómo la condición mecánica de la bomba y la presión del fluido afectan la forma de la carta dinográfica.

A continuación se presentan los comportamientos más comunes:

4.5.1 Interferencia por Gas

La **Figura 36** muestra una típica carta dinográfica de fondo para interferencia por gas, en esta figura se observa lo que sucede en la bomba en puntos clave del ciclo de bombeo.

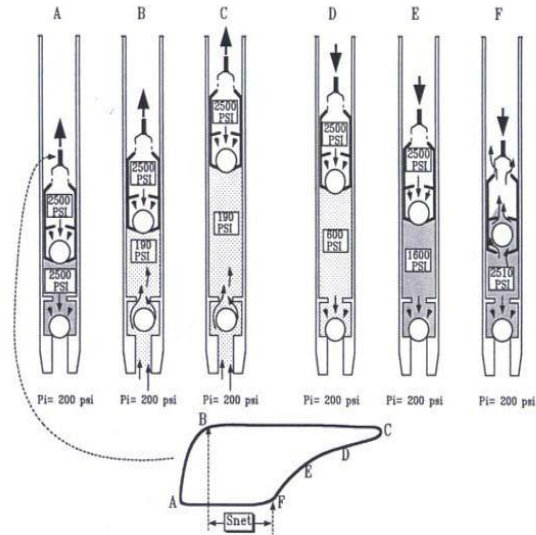
Ocurre cuando el barril está parcialmente ocupado por gas, obteniéndose un dinagrama similar al del golpe de fluido con una menor área de prueba y un golpe más amortiguado por la compresibilidad del gas ya que va disminuyendo la carga en forma paulatina. El método de confirmar una interferencia por gas es dejar que se superpongan varios gráficos dinamométricos en la misma carta. Si en ningún caso la carrera descendente coincide es evidencia de la interferencia por gas debido a que la presión varía dentro de la bomba.

4.5.2 Golpe de Fluido

Ocurre cuando la bomba no se llena correctamente en la carrera descendente (Downstroke), la válvula superior de la bomba no abre hasta que el fluido llegue a su nivel. Este golpe se refleja en cargas excesivas en las varillas, la bomba y la caja de engranajes y en toda la unidad de bombeo. Una posible solución

para tratar esta falla se ha implementado nuevas tecnologías como lo es el Fiver Optic Pump Off.³² (Figura 37).

Figura 36. Interferencia por gas



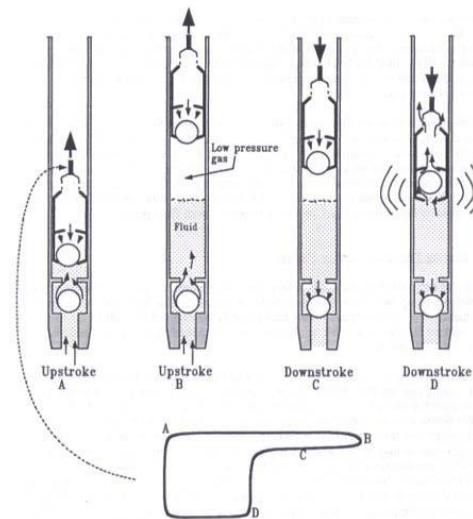
Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

4.5.3 Fuga en Válvula Viajera o en Pistón

La principal característica de la forma de esta carta dinagráfica es lo redondeado en la mitad superior de la carta. Esto sucede porque la válvula viajera o el pistón no pueden tomar completamente la carga del fluido como sucede en una carta de bomba llena. Al iniciar el pistón su carrera ascendente, toma lentamente la carga del fluido.

³² Unlimited Petroleum Consulting. Golpe de fluido [En línea]. <http://www.upcovzla.com/productoDjax.php> [25 de octubre del 2011]

Figura 37. Golpe de fluido



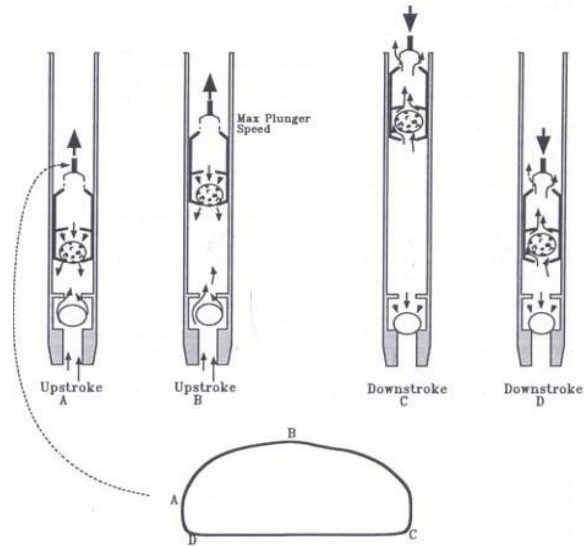
Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

Pero, debido a que el fluido se está fugando hacia el barril de la bomba, la presión en el barril de la bomba no cae lo suficientemente rápido para que el pistón recoja la carga completa del fluido. Para crear suficiente diferencial de presión el pistón debe moverse más rápido que la fuga presente en él. Dependiendo de la severidad de la fuga, el pistón podrá o no, recoger completamente la carga del fluido. La carga máxima de fluido en el pistón ocurre aproximadamente a la mitad de la carrera donde el pistón viaja a su máxima velocidad. Sin embargo, después de este punto, al bajar la velocidad del pistón, la fuga de fluido provoca una pérdida de carga en el pistón. El paso del fluido del pistón hacia el barril, hace aumentar la presión dentro del barril de la bomba. Esto se traduce en menos carga de fluido sobre el pistón a medida que su velocidad se reduce hacia el final de su recorrido.

En la carrera descendente, cuando la válvula viajera abre y la carga de fluido es transferida a la tubería, la fuga en la válvula viajera o el pistón no tiene efecto alguno. Por tanto, la carga del fluido durante la carrera descendente

permanece constante e igual a la fuerza de flotación en el fondo de la sarta de varillas. (Figura 38.)

Figura 38. Falla en la válvula viajera o en el pistón.



Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de Bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

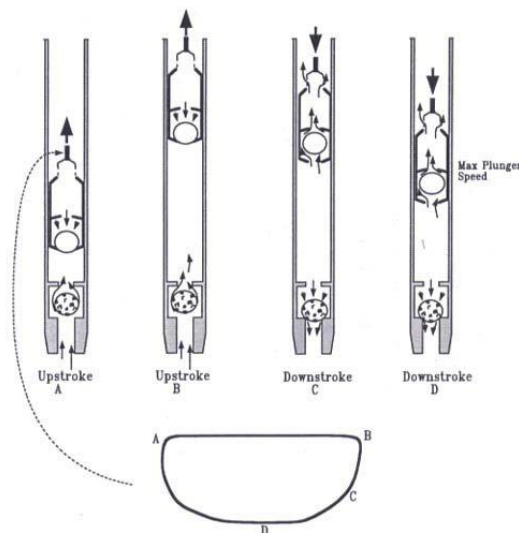
4.5.4 Fuga en la Válvula Fija.

Como muestra la **Figura 39**, la forma de una carta dinagráfica de fondo correspondiente a fuga en la válvula fija.

En la carrera ascendente, al iniciar el pistón su movimiento, la válvula viajera cierra y el pistón recoge la carga del fluido. Simultáneamente la válvula fija abre permitiendo que el fluido entre en el barril de la bomba. Hasta este punto, la fuga en la válvula fija no tiene efecto sobre la carga en el pistón. Al iniciar la bomba su carrera descendente la válvula fija gastada tiene un impacto significativo sobre la carga del pistón y de allí la forma de la carta.

Si la válvula fija está en buenas condiciones, al iniciar el pistón su viaje descendente comprime el fluido en el barril de la bomba. Esto hace que la presión en el barril de la bomba aumente rápidamente a una presión mayor que la presente sobre el pistón. Esto abre la válvula viajera y transfiere la carga del fluido de las varillas a la tubería. Sin embargo, debido al desgaste de la válvula fija, la presión en el barril de la bomba no puede aumentar con suficiente rapidez ya que el fluido se está fugando a través de la válvula fija. Entonces, para que la presión en el barril de la bomba aumente con suficiente velocidad para liberar por completo la carga del fluido del pistón a la tubería, el pistón debe moverse rápido para sobreponerse a la fuga.

Figura 39. Falla en la válvula fija.



Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de Bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

4.5.5 Tubería no Anclada

Cuando la tubería no está anclada o si el ancla no está sujetando, la forma de la carta dinográfica de fondo para bomba llena se inclina a la derecha. La

Figura 40 es un ejemplo de este comportamiento. Cuando la válvula viajera abre durante la carrera descendente, la carga del fluido es transferida del pistón a la tubería. Esto provoca estiramiento de la tubería. Cuando la válvula viajera cierra durante la carrera ascendente, se transfiere la carga de fluido de la tubería a las varillas.

Esto hace que la tubería retorne a su posición no-estirada como se ve en la **Figura 40**.

Cuando el pistón comienza a subir, la válvula viajera empieza a tomar la carga del fluido mientras la presión en el barril de la bomba comienza a caer. Cuando el pistón comienza a tomar la carga del fluido de la tubería, la tubería empieza a contraerse. En un primer momento la tubería y la válvula fija suben a la misma razón que el pistón. Ya que la distancia entre la válvula viajera y la fija permanece constante, la carga en el pistón no cambia.

Al aumentar la velocidad del pistón, rápidamente alcanza la tasa de contracción de la tubería, el pistón ha recogido más del 50% de la carga del fluido. La tubería ha retornado a su posición no estirada y el pistón ha recogido completamente la carga del fluido. La válvula ha cerrado, la válvula fija está abierta, y el pistón soporta la carga de fluido. Por lo tanto, la carga de fluido en el pistón permanece constante.

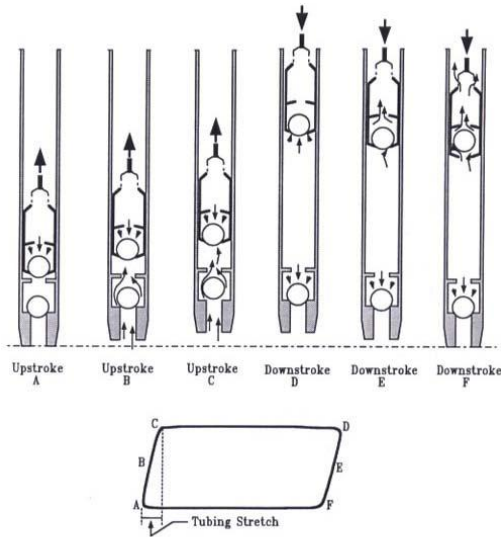
4.5.6 Ancla de Tubería funcionando mal

La **Figura 41** muestra este comportamiento. Al empezar el ascenso del pistón, el ancla de tubería está reteniendo y el pistón empieza a recoger la carga del fluido. El ancla de tubería se afloja y sube. Cuando esto sucede, la tubería (y la válvula viajera) están subiendo a la misma velocidad que el pistón. Pero, a medida que el pistón aumenta su velocidad, rápidamente recoge toda la carga del fluido.

Durante el resto de la carrera ascendente no se produce ningún cambio por lo tanto la carga continúa constante. Cuando el pistón empieza a moverse hacia

abajo, el ancla de tubería se mantiene constante y después se presenta el leve movimiento de forma similar a la de la carrera ascendente.

Figura 40. Tubería no anclada o ancla no está sujetando



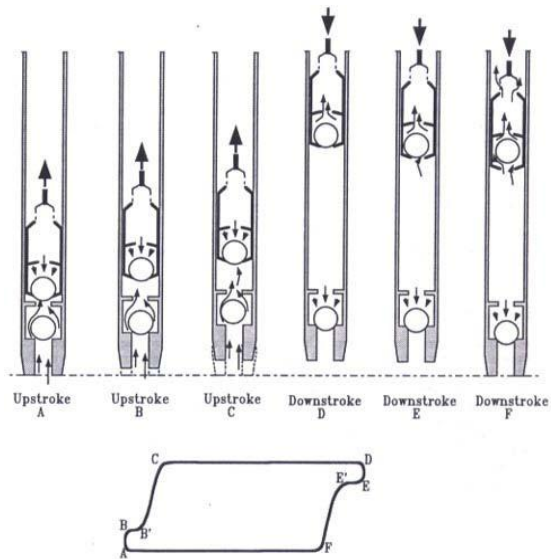
Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de Bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

4.5.7 Pistón Golpeando Abajo

Cuando el pistón está espaciado muy bajo, puede estar golpeando el fondo al final de la carrera descendente. Cuando esto ocurre, la forma de la carta dinográfica de fondo es similar a la forma de la **Figura 42**, donde se observa un pico de carga justo al final de la carrera descendente, generado por un gran golpe compresivo reduciendo la carga del pistón.

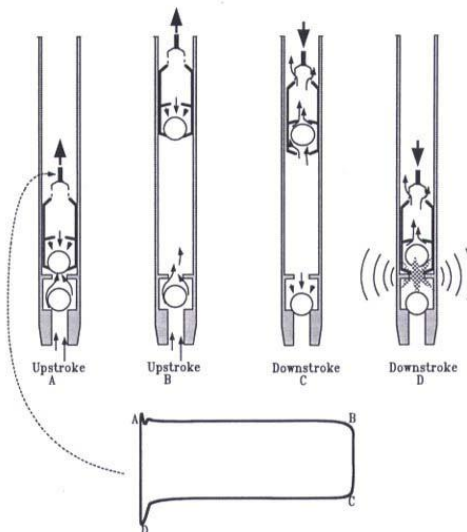
Cuando el pistón golpea el tope de la bomba, un pico de carga similar aparece justo al final de la carrera ascendente.

Figura 41. Ancla de tubería en mal funcionamiento.



Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

Figura 42. Pistón golpeando en fondo



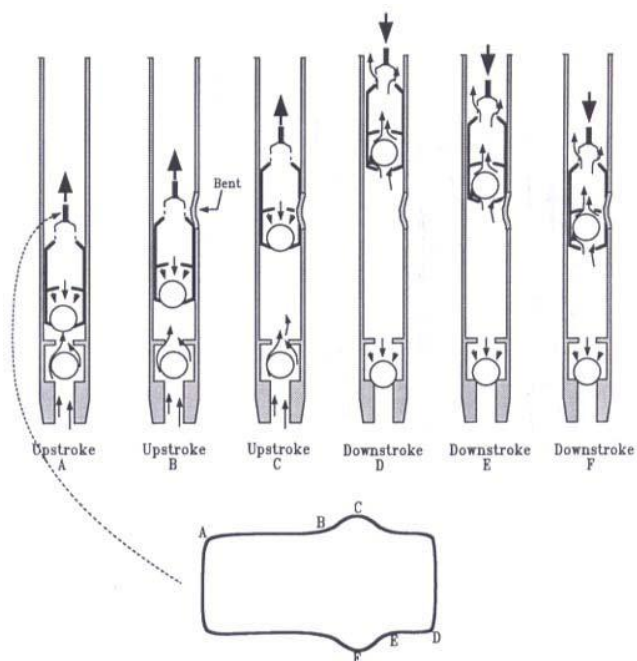
Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de Bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

4.5.8 Barril de la Bomba Doblado o Pegándose

La **Figura 43** explica la forma que se presenta cuando el barril de la bomba esta doblado o pegándose. El pistón está por debajo de la sección doblada y la carga sobre el pistón es la misma que para bomba llena. Cuando el pistón alcanza la dobles, la carga sobre el pistón aumenta ya que el pistón debe escurrirse por esta porción del barril de la bomba. La carga del pistón llega al punto máximo y luego baja mientras el pistón se aleja de la dobles.

En la carrera descendente, la carga sobre el pistón es normal hasta que el pistón llega al sitio en donde se encuentra la falla en el barril. Luego de este punto, la carga del pistón decrece y regresa a la normalidad después que el pistón se aleja de la porción doblada del barril de la bomba.

Figura 43. Barril doblado o pegándose



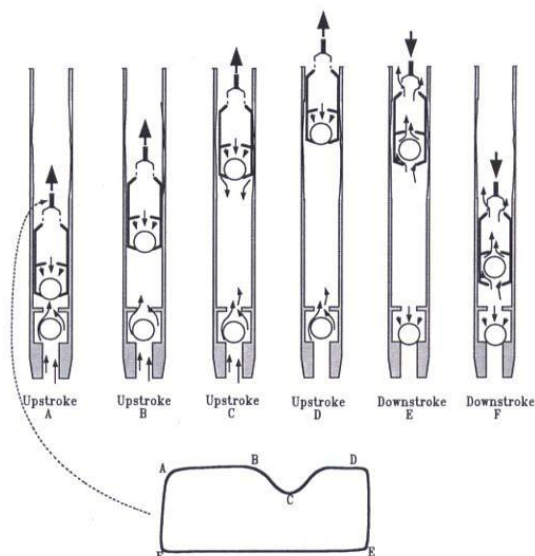
Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

4.5.9 Barril de la Bomba Gastado o Partido.

Cuando el barril de la bomba está gastado o partido, la carta dinagráfica de fondo puede tener una forma como la de **Figura 44**, desde el principio de la carrera ascendente hasta el punto gastado en el barril, las cargas son normales. Cuando el pistón atraviesa la porción gastada del barril, una fuga de liquido pasa el pistón causando una caída de carga hasta que el pistón pasa la sección gastada y se establece de nuevo un buen sello entre el pistón y el barril.

En la carrera descendente, ya que la válvula viajera permanece abierta, la carga del pistón parece normal. Sin embargo, si el barril de la bomba está gastado, se puede ver un aumento de carga correspondiente al mismo punto. Esto puede suceder si la sección gastada causa suficiente pérdida de presión en el barril de la bomba para que la válvula viajera comience a tomar la carga del fluido.

Figura 44. Barril partido o gastado



Fuente: SVINOS, Jhon. Optimización de bombeo Mecánico. Bera, USA. Theta Enterprise, 2005.

4.6 MEDICIÓN DEL AMPERAJE DEL MOTOR

La intensidad de la corriente se puede medir simultáneamente con los registros dinamométricos y los resultados se pueden analizar en la pantalla Poder/Corriente (**Load/Current**) del análisis.

Para reducir costos es de gran importancia asegurarse que el motor sea del tamaño apropiado en relación con la unidad de bombeo y el trabajo hidráulico de la bomba de subsuelo. La eficiencia de todo el sistema puede ser analizada midiendo la potencia utilizada con relación a la cantidad de volumen producido.

4.7 ANALISIS DE TORQUE Y POTENCIA³³

El objetivo de adquirir datos de potencia es determinar la eficiencia con la cual la unidad de bombeo está operando desde el punto de vista del uso de energía y de la carga mecánica.

Para realizar el análisis pertinente, se debe contar con datos de buena calidad, por tal motivo la adquisición de esto se debe verificar. Los criterios que se tiene en cuenta para validarlos son:

- La amplitud en ambos ciclos deben ser similares
- Los picos negativos corresponden a generación de corriente.
- El valor mínimo de corriente debe coincidir con el valor cero de potencia.

Cuando estas condiciones se logran, se pueden aceptar los datos como válidos. De lo contrario es necesario realizar una nueva prueba. (**Figura 45.**)

³³ ECHOMETER COMPANY. Manual de Operación: Well Analyzer y Programa TWM. Texas, 2009. 300

4.7.1 Análisis de la curva de torque

Las mediciones directas de la potencia eléctrica en el motor en función el tiempo durante una carrera de la bomba permiten un cálculo muy simple del torque de la caja reductora.

En un sistema rotatorio la potencia instantánea está dada por:

$$Power = Torque \times RPM$$

Ecuación 25

Luego el torque instantáneo se puede calcular a partir de medidas directas de la potencia y la velocidad de rotación.

En un sistema de bombeo mecánico el torque suministrado por las manivelas de la caja reductora es el de interés. Para calcular este torque a partir de la entrada de potencia eléctrica instantánea al motor, es necesario considerar la eficiencia de la conversión de potencia del motor y la transmisión de potencia a través de las poleas y de la caja reductora.

Esta eficiencia cambia en cada instalación y con la carga del sistema. En general, la eficiencia disminuye al disminuir la carga. Para una carga normal y un sistema instalado apropiadamente la eficiencia se estima en 80%. Sin embargo debido a la incertidumbre de este valor, el operador puede entrar un valor que se ajuste más a su instalación en particular.

El operador puede estimar los SPM instantáneos en el pico de potencia usando los datos de potencia y corriente con las curvas tipo de los motores que muestran la relación entre corriente/potencia y RPM.

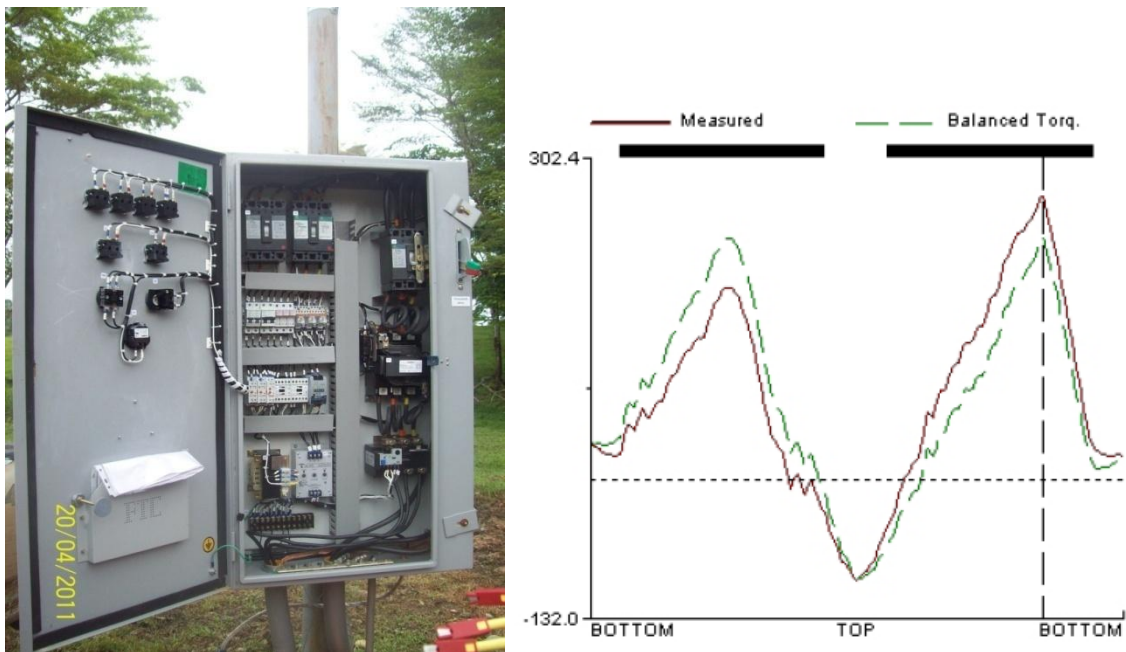
El torque instantáneo es entonces calculado con la siguiente relación:

$$\text{Torque} = (84484)(KW)(Eff)/SPM$$

Ecuación 26

El cual esta expresado en libra-pulgadas y se representa gráficamente en la **Figura 45.**

Figura 45. Caja de control y Curva de torque



Fuente: Autor, Registro fotográfico Campo Tibú, Sector M-14. Echometer

La línea discontinua corresponde al torque calculado mientras que la línea continua corresponde al torque real, si la unidad hubiese sido contrabalaceada el pico de torque en la carrera ascendente fuese igual al pico del torque durante la carrera descendente. El torque negativo corresponde a la porción de la carrera en donde la caja reductora está manejando el motor en la región de generación. La diferencia de estos valores es una medida del desbalance del sistema. Si el pico de la carrera ascendente (up stroke peak) es

más grande, la unidad está sub-balanceada o “varilla pesada”. Si el pico de la carrera descendente (Down strike peak) es más grande, la unidad está sobre-balanceada o “manivela pesada”. El torque que se experimentaría si el contrabalanceo se hubiera ajustado de tal forma que los dos picos fueran iguales se muestra como valor de pico balanceado (balanced peak).

4.8 BALANCEO DE LA UNIDAD DE BOMBEO

El objetivo de contrabalancear la unidad es minimizar la carga de la caja reductora y disminuir la energía utilizada reduciendo los valores picos (máximos) de torque y equilibrar la potencia requerida durante toda la carrera. Un contrabalanceo perfecto de un sistema de bombeo mecánico no es posible porque las cargas cambian de una carrera a otra en una cantidad que corresponde a la carga de fluido en la bomba. La carga es soportada por las varillas (válvula viajera) durante la carrera ascendente y luego es transferida a la tubería (válvula fija) durante la carrera descendente

Asumiendo por un momento que la unidad de bombeo trabaja a muy baja velocidad de manera que el efecto dinámico de los esfuerzos en las varillas, la inercia de la unidad y el desbalance inherente de la unidad se podrían despreciar, es posible concluir que el mejor balanceo del torque corresponde a la fuerza del peso boyante de las varillas más la mitad de la carga del fluido. Así, el torque neto por cada carrera de bombeo corresponde al que resulta de aplicar la mitad de la carga del fluido a la carga de la varilla lisa. Esto da un valor aproximado de contrabalanceo que sería requerido por una unidad de bombeo.

El ajuste se debe hacer en secuencias y después que cada contrapesa que se haya movido, se debe realizar nuevamente las pruebas para chequear que se ha obtenido el efecto deseado. Para asegurar que las características de producción del pozo retornaron a la normalidad se debe esperar un tiempo

prudencial antes de realizar otra prueba de balanceo. El Torque Balanceado resultante se grafica en la **Figura 45** usando líneas discontinuas.

4.8.1 Pasos para la prueba³⁴

El probador de corriente es un transformador convencional con pinzas separadas, este es conectado a la entrada auxiliar del computador. El probador se instala alrededor de uno de los cables de potencia que alimenta con electricidad al motor eléctrico.

a. Se debe seleccionar la opción de inicialización (**Set Up (F2)**), señalar la Modalidad de Adquisición (**Acquire Mode**), se selecciona la prueba de Corriente/Potencia (**Current/Power**); al aparecer el cuadro de precaución el operador debe continuar seleccionando en la parte inferior siguiente (**Next**).

b. Instalación del sensor de corriente (deben asegurarse que estén libres de humedad): primero debe apagar la unidad, conectar el probador de corriente con la abrazadera alrededor del cable que viene de la línea de corriente. Las pinzas deben estar completamente cerradas y el cable de potencia debe estar dentro y perpendicular a las pinzas.

c. Instalación de los medidores de voltaje: los sensores de voltaje incluyen tres puntos de control que miden el voltaje en las terminales de las correspondientes fases, cada punto de control se encuentra marcado con su posición: derecha, centro, izquierda.

d. Los datos que hay que ingresar a TWM para realizar el análisis completo son:

- Potencia: voltaje, frecuencia y numero de fases
- Costos de potencia

³⁴ ECHOMETER COMPANY. Obid, Pág. 248

Figura 46. Pinzas Amperimétricas conectadas a la caja de control



Fuente: Autor, Registro Fotográfico Campo Tibú. Sector M-14.

- Fabricante y número del modelo del motor
 - Caballos de potencia del motor
 - Datos de la prueba del pozo: producción de petróleo y agua
 - Amperios nominales del motor con carga completa.
- e. Se procede a la adquisición de datos, teniendo la precaución de realizar dos ciclos completos de bombeo, en donde la amplitud y la forma de corriente y la potencia versus tiempo sean similares.

El operador debe determinar que se obtengan los siguientes criterios:

- *La amplitud debe ser parecida en ambos ciclos.*
 - *Los picos negativos correspondientes a generación de corriente deben tener amplitudes similares en ambos ciclos.*
 - *El valor mínimo de corriente debe coincidir con el valor cero de potencia.*
- f. Por último se analizan los resultados obtenidos.

4.9 PRUEBA ACÚSTICA

El medidor de ecos Echometer utilizado en este trabajo funciona con un mecanismo de disparo que envía la señal sonora al pozo el cual es accionado por un gas (CO₂) a una presión de unos 100 a 150 psi por encima de la presión de casing del pozo.

Las señales de ecos son recibidas por unos sensores y transductores, las cuales son procesadas casi instantáneamente por un microcomputador, el cual realiza un análisis automático del nivel de fluido del pozo en función de los datos del pozo previamente almacenados en su memoria. También existe la opción de realizar el análisis en forma manual y con una amplia gama de opciones para hacerlo.

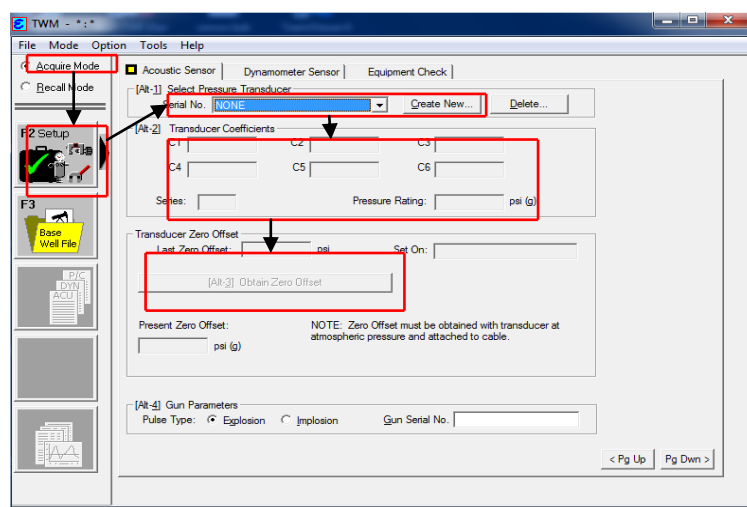
La importancia de este equipo radica en que mediante la medición de niveles de fluidos en los pozos, tanto estáticos como dinámicos es posible calcular los valores de las presiones estáticas y fluyentes, que son útiles para el cálculo de la máxima rata de producción posible del pozo.

4.9.1 Pasos para la prueba

- a. Conecte la pistola de gas al pozo, tener precaución de dejar la válvula de cabeza cerrada. Verificar que el equipo este calibrado. Esto se realiza mediante una serie de sencillos pasos que se verifican poco a poco en el programa.
- b. Verificar cual es el valor de la presión de casing en la cabeza del pozo
- c. Conectar el transductor de presión a la pistola de gas, si está disponible.
- d. Conectar los cables a la pistola de gas conectada previamente a una de las entradas del casing y al analizador del pozo.

- e. Cargar la cámara del dispositivo disparador con gas CO₂ con una presión entre 100 y 150 libras mayores que la presión de casing medida previamente en el paso 2.
- f. Encienda el analizador del pozo y espere la luz verde, inmediatamente encienda el computador.
- g. Se debe seleccionar la opción de inicialización (**Set Up (F2)**), señalar la Modalidad de Adquisición (**Acquire Mode**), elija el transductor de presión, si no se encuentra el número del serial de la pistola de gas y el tipo de disparo (explosión e implosión), se va a la pestaña crear nueva y se introduce el nuevo serial. Los coeficientes que se deben ingresar en la parte inferior son de fabrica y los trae cada pistola de gas, los cuales deben ser ingresados. El transductor de presión debe estar en cero para esto se debe liberar la presión de la pistola de gas (**Figura 47**).

Figura 47. Prueba Acústica



Fuente: Autor, ECHOMETER COMPANY, (Programa TWM), Prueba Acústica.

- h. Ahora se debe buscar el pozo al cual se le van a tomar las pruebas para esto se dirige a la parte de la ventana **Base Well File (F3)**, dándole click al link de **Open**.
- i. En la pantalla se dirige a Seleccionar la prueba (**Select Test (F4)**), donde se elige la prueba a seguir para este caso Acústico (**Acoustic**) que indica que se va a realizar un registro de nivel. En este punto el micrófono solo muestra la señal pero nada se está registrando; la pistola se activa oprimiendo el botón Disparo (**Fire Shot (Alt + S)**), al ser oprimido se emplea grabar el registro por un tiempo determinado (lo elige el usuario) en base a la profundidad del pozo. Luego se procede a guardar o eliminar según sea el caso.
- j. Se procede a analizar el registro en la sección Analizar (**Analyzer**), allí se observa el nivel del fluido, utilizando los botones Derecha (**Left**) e Izquierda (**Right**) se puede ajustar el marcador al eco correcto del líquido, en caso de ser necesario.
- k. En la parte de la pantalla en donde se señala la Profundidad determinada (**Depth Determination**), el programa convierte automáticamente el tiempo de doble viaje de la onda al líquido a la distancia correspondiente. La velocidad del sonido es calculada del eco que genera la onda con los cuellos (Couplings) de la tubería.
- l. La pantalla Presión de Casing (**Casing Pressure**), muestra el cambio de presión en un tiempo desde que se realizó el disparo.
- m. Los resultados son mostrados en la pantalla Presión de fondo (**BHP**) a partir de la medición del nivel del líquido, la presión, el cambio de presión por unidad de tiempo y los datos introducidos del pozo.

5. HERRAMIENTAS MODERNAS EN LA OPTIMIZACIÓN DE BOMBEO MÉCANICO

Una buena comprensión de los fundamentos del bombeo mecánico y el uso inteligente de las actuales tecnologías avanzadas de computadoras para bombeo mecánico pueden cambiar el punto de vista en los problemas que se presentan a diario en el Campo.

Grandes ahorros e incrementos en los ingresos son posibles si se puede optimizar el comportamiento del sistema por bombeo mecánico usando tecnología moderna. Las principales herramientas para optimizar el sistema son³⁵:

- **Software de análisis diagnóstico:** Ayuda a detectar problemas con el sistema existente de bombeo. **XDIAG** es el software usado en la industria para realizar este análisis.
- **Software Predictivo (Diseño):** Permite predecir el efecto de los cambios en el sistema existente, o predecir el comportamiento o las cargas del nuevo sistema. El programa de computadora **RODSTAR** es la herramienta más avanzada disponible para el diseño del sistema.
- **Software para Balancear la Unidad de Bombeo:** Para este balance se ha desarrollado un programa de computadora llamado **XBAL**. Este programa permite:
 - a. Encontrar el momento de contrabalanceo existente sin necesidad de medir en el campo el efecto de contrabalanceo.
 - b. Determinar hacia donde mover las pesas para balancear la unidad.
 - c. Determinar si las pesas existentes son suficientes para balancear la unidad.
 - d. Decidir qué tipo de pesas ordenar al momento de comprar una unidad de bombeo nueva.

³⁵ Svinos, John G. Bombeo Mecánico Optimización. Entrenamiento Levantamiento Artificial. Theta Enterprises:Estados Unidos, 2005

5.1 XDIAG³⁶

Es una herramienta diagnóstica para pozos existentes de bombeo mecánico, para sus cálculos se basa en los cartas dinamométricas reales.

Esta herramienta permite tomar las máximas ventajas de un dinamómetro independiente o un sistema centralizado de control de pozos; con este software se puede analizar el desempeño de cualquier sistema de bombeo, detectando los problemas existentes, tales como bomba en mal estado, varillas sobrecargadas, caja de engranaje sobrecargada, unidad no balanceada, causas de baja eficiencia del sistema, fuga en tubería, excesiva fricción varilla-tubería debido a presencia de parafinas o scale, espaciado incorrecto de bomba que puede ocasionar golpe arriba o abajo, etc. Además permite la detección y corrección más rápida posible de problemas en el sistema de bombeo. De esta manera ayuda a extender la vida económica de los campos maduros que de otra manera no serían rentables.

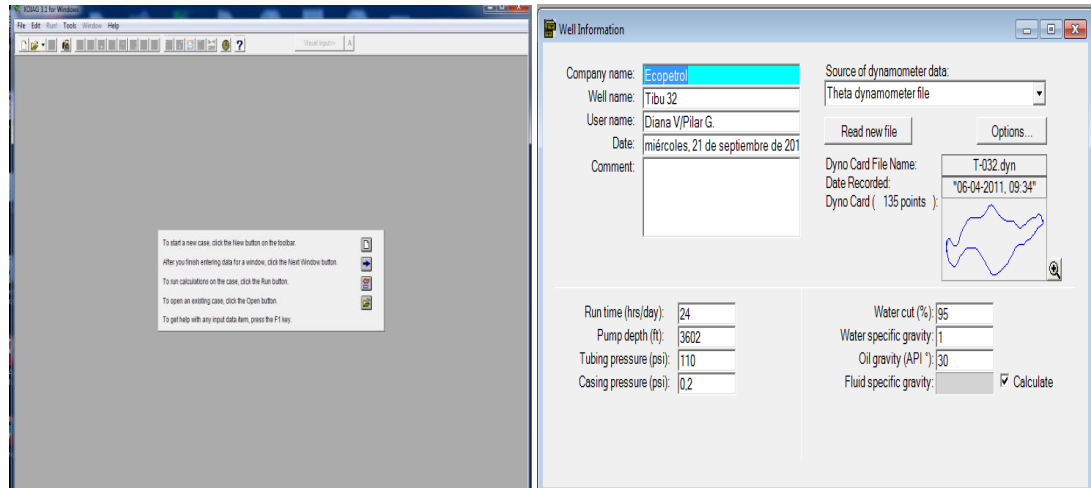
Características

- Determina la condición de la bomba.
- Detecta y corrige errores en la data de entrada.
- Genera recomendaciones para solucionar problemas de fondo, para balancear la unidad, entre otros.
- Imprime un reporte del análisis y grafica las cartas dinagráficas de superficie y de fondo, además de los gráficos de torque de la carta dinamométrica. También, genera un reporte de los cálculos realizados por el programa.
- Calcula la carrera total de la bomba, eficiencia volumétrica, eficiencia general del sistema, punto máximo de torque y la carga en la caja de engranaje para las condiciones existentes y de balance, además del contrabalanceo necesario para balancear la unidad, mostrando la diferencia entre el balance de la unidad para mínimo torque y mínima energía.

³⁶ Svinos, John G. Et al.

- A partir de la carta dinagráfica de fondo, calcula automáticamente las cargas de fluido, nivel de fluido, presión de entrada a la bomba, carrera neta, producción de fluido de la carrera neta, y llenado de la bomba.

Figura 48. Software XDIAG



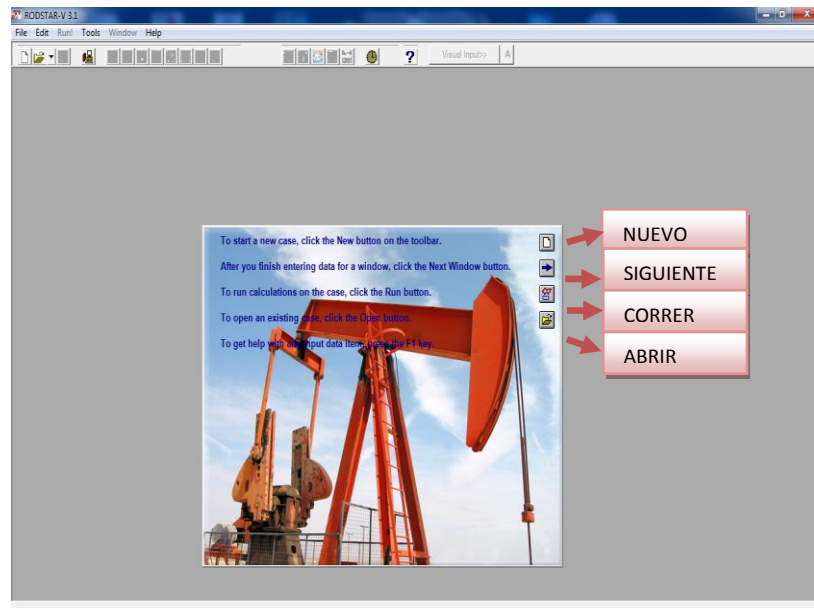
Fuente: Autor, XDIAG, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

5.2 RODSTAR³⁷

El **RODSTAR** es una herramienta para el diseño del Sistema de Bombeo Mecánico de gran alcance y fácil de usar. Con **RODSTAR** se puede diseñar nuevas instalaciones de bombeo de una manera más rápida o hacer cambios a los sistemas actuales. Esta herramienta se puede utilizar para comparar unidades de bombeo, velocidades de bombeo, sarta de varilla, tipo de motor, etc. De la misma manera se puede evaluar el llenado de la bomba, nivel del fluido y balance o desbalance de la unidad.

³⁷ Svinos, John G. Et al.

Figura 49. Software RODSTAR



Fuente: Autor, RODSTAR, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

RODSTAR contiene datos para todas las bombas comunes, tamaño de varilla, grado de varilla, unidades de bombeo, tamaño de tubería, etc. También se pueden ingresar datos IPR y con este software calcular la producción y el diseño del sistema para una producción óptima.

Este software usa un modelo de la ecuación de onda para la sarta de varillas y un modelo cinemático exacto de la geometría de la unidad de bombeo. Por lo tanto puede simularse cualquier sistema de bombeo y predecir su comportamiento con exactitud. En este software también se pueden simular pozos someros gracias a su capacidad de incluir los efectos de inercia en el fluido cuando predice las cargas dinámicas.

Con **RODSTAR** se puede introducir un diseño propio del sistema, o el pedirle al programa que calcule los spm y el tamaño del pistón para obtener la producción a la que se quiere llegar. Al igual el programa diseña

automáticamente la sarta de varillas (acero o fibra de vidrio), recomienda el tamaño de la unidad de bombeo dependiendo de la producción deseada.

DATOS DE ENTRADA AL SOFTWARE

- **INFORMACIÓN DEL POZO (WELL INFORMATION)**

Esta ventana es la primera que se debe cargar en RODSTAR, permanece inactivo hasta que se ingresen todos los datos iniciales del pozo, está contiene datos como la profundidad de la bomba, presión de tubería, gravedad de los fluidos, etc. (**Figura 50 A.**)

- **INFORMACION DE PRODUCCIÓN (PRODUCTION INFORMATION)**

En la **Figura 50 B**, se ingresa la información de producción, el nivel de fluido, presión de entrada de la bomba, el IPR, etc.

- **INFORMACIÓN DE BOMBA Y TUBING (PUMP AND TUBING INFORMATION)**

En esta sección se ingresa el tamaño de la tubería, tipo y tamaño de la bomba, profundidad de la tubería, fricción varilla-tubería, y efectos del fluido inerciales. (**Figura 50 C.**)

- **INFORMACIÓN DE SARTA DE VARILLA (ROD STRING INFORMATION)**

Aquí se especifica la sarta de varillas que RODSTAR desea para cada diseño, también se puede especificar la sarta de varillas que se está usando o se desea usar teniendo su propio criterio. (**Figura 50 D.**)

- **INFORMACIÓN DE LA UNIDAD DE BOMBEO (PUMPING UNIT INFORMATION)**

En esta parte del software se encuentran los datos correspondiente a la unidad de bombeo como son: tipo de unidad, rotación del crank, longitud del crank, y los datos estructurales de balanceo y contrabalanceo. (**Figura 50 E.**)

- **INFORMACIÓN DEL MOTOR (MOTOR INFORMATION)**

Aquí se encuentran los datos del motor tales como: tipo, tamaño, velocidad de variación y el costo energético. Allí se puede observar el ahorro económico que genera el tener el sistema de levantamiento a sus optimas condiciones, ya que este genera menor gasto energético. (**Figura 50 F.**)

Al terminar el ingreso de la data, el programa genera el reporte el cual da el diseño completo del sistema de levantamiento, este nos brinda información necesaria acerca de las cargas de la unidad, la sarta, la caja de engranaje, la producción que este diseño podría generar. En la **Figura 51** se observa el procedimiento que se debe utilizar para ingresar la data en RODSTAR y así obtener el diseño deseado.

5.3 XBAL³⁸

Para facilitar el diseño se cuenta con otro tipo de herramientas como lo es XBAL, la cual facilita el balanceo de la unidad. Los datos requeridos para tal análisis son: el tipo de Unidad, fabricante, tipo de Crank, tipo de pesa además de la distancias en las que son ubicadas las pesas, con estos datos esta herramienta brinda la mejor distribución de las pesas para el balanceo de la unidad, este es realizado con el fin de desgastar menos la unidad de bombeo, generar menos carga además que disminuye el gasto de energía de la unidad lo que minimiza los gastos.

³⁸ Svinos, John G. Et al.

Figura 50. Ventanas de ingreso de datos RODSTAR.

Pasos para ingresar información en RODSTAR

A

B

C

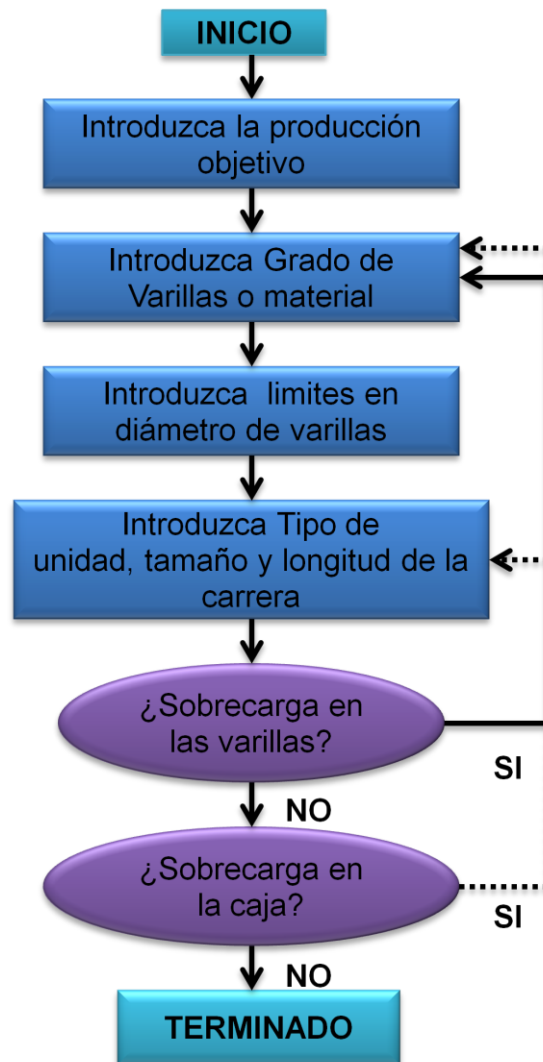
D

E

F

Fuente: Autor, RODSTAR, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

Figura 51. Diagrama de flujo RODSTAR.



Fuente: Modificado, Svinos, John G. Bombeo Mecánico Optimización. Entrenamiento Levantamiento Artificial. Theta Enterprises: Estados Unidos, 2005

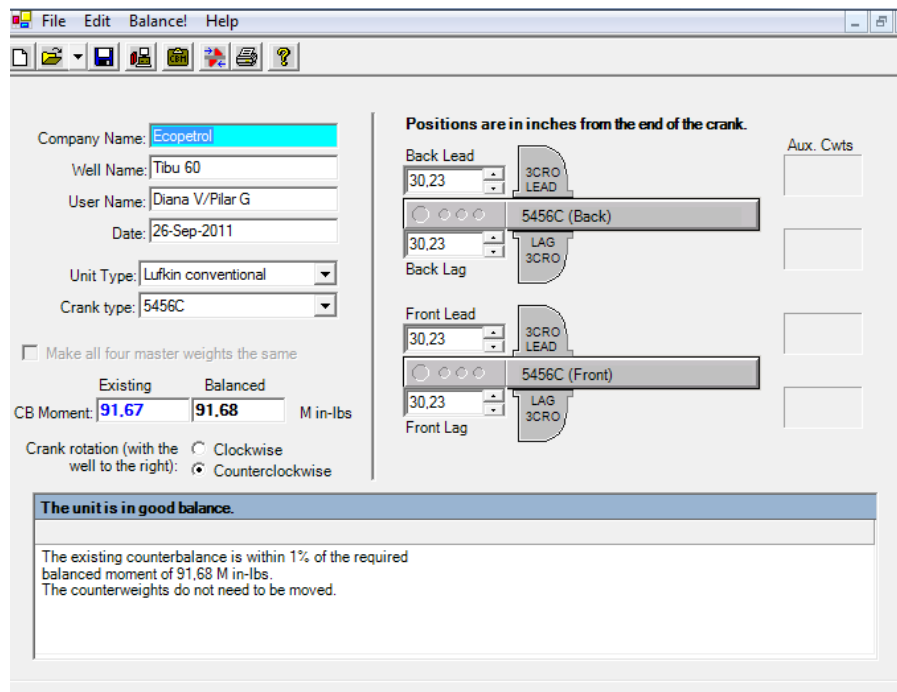
Este software efectúa dos tareas importantes:

- a. Permite obtener data de contrabalanceo sin necesidad de medidas de campo.
- b. Calcula la nueva posición requerida de las contrapesas para balancear la unidad en un solo paso.

Para balancear la unidad se hace necesario usar herramientas como lo es el RODSTAR para que este reporte el dato de contrabalance en lugar de medirlo en campo, luego en XBAL se introduce el dato del momento de contrabalance calculado , de esta forma el software podría entonces calcular hacia donde mover las pesas para balancear la unidad.

Balancear la unidad con este programa es mucho más preciso y rápido que usando un amperímetro. La única limitación de este método es que la data de manivelas y contrapesas no está disponible para muchas de las unidades viejas.

Figura 52. Software XBAL



Fuente: Autor, XBAL, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

6. METODOLOGIA PARA LA OPTIMIZACION DE LOS POZOS CON BOMBEO MECÁNICO EN EL SECTOR M-14 DEL CAMPO TIBÚ

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se analizará el comportamiento del pozo, por medio de la técnica del Análisis Nodal, el cual se desarrolló de fondo a cabeza, haciendo nodo en el punto medio de las perforaciones, esto con el fin de conocer las condiciones óptimas, y el potencial de cada pozo seleccionado, el cual permitirá realizar las evaluaciones pertinentes a condiciones actuales y de diseño (Optimizadas) por medio de herramientas modernas, las cuales son de gran ayuda en la industria del petróleo para la optimización del Bombeo Mecánico, con el fin de obtener buenas eficiencias, bajos costos de energía para disminuir las intervenciones a pozos

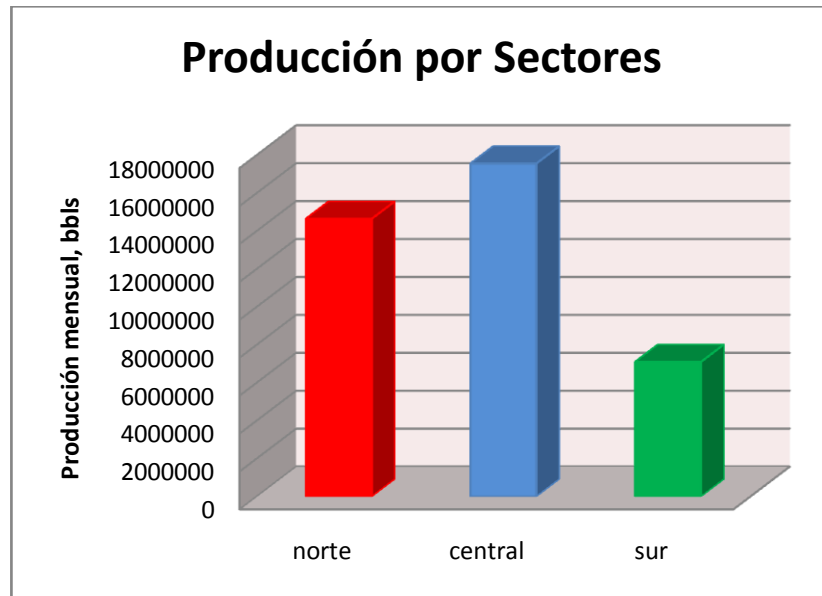
6.1 SELECCIÓN DE LOS POZOS CANDIDATOS A EVALUAR

Para escoger el sector M-14 se realizó un pequeño estudio, en donde se evaluaron los parámetros de producción, el número de intervenciones que se realizaron desde el 2009 hasta el año en curso.

Primero se observó la producción por sectores (Sector Norte, Central y Sur), esta información se obtuvo de la base de datos de OFM, se trabajó el periodo comprendido entre el 2010 hasta el 2011, dando como resultado una menor producción en el Sector Sur (**Figura 53**).

También se evaluó el número de intervenciones que se han llevado a cabo con los equipos de Workover durante el periodo comprendido entre los años 2009 y 2011, para poder tener un estimativo de cuál de los pozos que se encuentran en las estaciones están presentando mayores inconvenientes en los sistemas de levantamiento, en nuestro caso el Bombeo Mecánico. (**Figura 54**).

Figura 53. Producción de los tres sectores del Campo

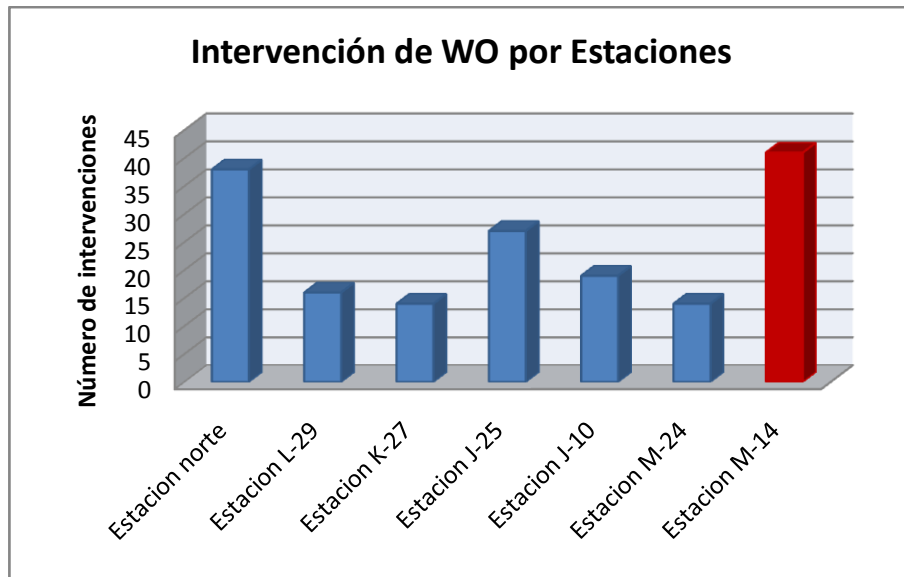


Fuente: AUTOR, ECOPEPETROL S.A. Base de datos Oil Field Manager (OFM), Campo Tibú.

Según los resultados arrojados anteriormente se observa que la estación M-14 ubicada en el sector Sur es la que presenta menor producción, ya que registran varias intervenciones a pozos debido a fallas presentadas en el sistema de bombeo, por esta razón se plantea realizar un estudio que permita evaluar y optimizar este sector del Campo Tibú, por lo tanto se elige este sector para la realización del proyecto. Con el fin de aumentar la eficiencia de este sistema y disminuir los costos operativos.

Los pozos que serán estudiados del sector M-14 del campo Tibú son los que actualmente se encuentren activos y que trabajen con Bombeo Mecánico como sistema de levantamiento artificial, además aquellos en los que se tenga la información requerida para poder ingresar en los software que se necesiten para optimizar la producción de este sector.

Figura 54. Intervención de los pozos en estaciones



Fuente: AUTOR, ECOPETROL S.A. Trabajos de Workover. Periodo 2009-2011. (Open Wells, Archivo físicos)

Los pozos con Bombeo Mecánico en este sector son 12 con una producción diaria de 228 barriles los cuales se encuentran en la formación Barco. Por motivos de confiabilidad los 12 pozos del campo Tibú serán nombrados UIS-1, UIS-2, UIS-3, hasta UIS-12. Esta nueva asignación no afectará el desarrollo del trabajo ni su respectivo análisis.

6.2 ANALISIS NODAL – PUNTO MEDIO DE LOS PERFORADOS

Este análisis se realizó desde fondo de pozo hasta cabeza debido a que se puede observar el aporte que la formación le genera al pozo y la relación de la producción con la caída de presión. Además porque no se contaba con toda la información para poder realizar el análisis hasta el separador, por lo tanto se tomo como nodo solución el punto medio de los perforados.

Cabe resaltar que este análisis nodal se desarrollo con fines académicos debido a que en la industria del petróleo actualmente no se encuentra un software que maneje este sistema de levantamiento, además porque las correlaciones de flujo multifásico son para flujo continuo y este sistema presenta flujo por baches, por lo tanto ninguna de estas correlaciones se podrían utilizar. Debido a lo expuesto anteriormente este análisis se desarrollo por medio de una hoja de cálculos en Excel.

La metodología realizada consta de 2 items que son:

1. Desarrollo de la curva de Inflow (IPR)
2. Desarrollo de la curva de Outflow.

Desarrollo Curva Inflow

Para el desarrollo de la curva de inflow se seleccionó el método de Vogel – Standing, ya que las suposiciones realizadas por ellos se asemejan a las condiciones que presenta el campo como son:

- Yacimiento circular
- Flujo radial uniforme
- Segregación gravitacional despreciable
- Flujo bifásico dentro del yacimiento
- Se considera el cambio de permeabilidad en el yacimiento
- Este método se puede usar para un rango de eficiencias de flujo (0,5 a 1,5), el cual se puede aplicar tanto para yacimientos saturados como sobresaturados.
- Se considera el efecto de daño y estimulación de la formación, ya que existe una caída de presión adicional alrededor del pozo; provocando que la presión de fondo fluyente sea menor a la real y además porque los pozos de estudio presentan este efecto.

Aunque este método fue propuesto para yacimientos saturados con empuje de gas en solución, ha sido utilizado para cualquier yacimiento en el cual la saturación de gas aumente a medida que la presión disminuye³⁹.

La ecuación propuesta por Standing fue:

$$q = J(\bar{P}_r - P_b) + \frac{JP_b}{1,8} \left[1,8(EF) \left(1 - \frac{P_{wf}}{P_r} \right)^2 \right] \quad \text{Ecuación 27}^{40}$$

De los pozos seleccionados se tomo el pozo UIS-4, para explicar la metodología empleada en el proyecto. Para los pozos restantes los resultados obtenidos se presentarán en los anexos.

» Procedimiento

1. El procedimiento que se realizo para obtener el IPR es el siguiente:
Seleccionar el pozo a estudiar, para nuestro caso UIS-4, con la información necesaria para aplicar este método. Tal como:

- Presión de yacimiento
- Presión de burbuja
- Eficiencia: para este estudio se realizaron tres casos, los cuales representan si el pozo tiene daño (EF=0,5), condiciones ideales (EF=1) daño igual a cero y si el pozo esta estimulado (EF=1,5). Se tomaron estas eficiencias debido a que no se cuenta con la información del valor exacto de daño, por lo tanto la empresa ECOPETROL S.A. sugiere que se mantengan estos valores

³⁹ BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capitulo 1.

⁴⁰ BEGGS, Op. Cit. P. 29

para contar con varios escenarios para analizar, además este fue el rango en el que Standing basó su estudio.

- Nivel de fluido
- Punto medio de los perforados
- Corte de agua

Tabla 7. Datos del Pozo UIS-4 para construcción del IPR

DATOS PARA LA OFERTA		
POZO:	UIS-4	
Pws =	1000	Psi
Pb =	1150	Psi
EFideal =	1	
EFactual =	0,5	
EF_futura=	1,50	OPCIONAL
Nivel de fluido=	2618,57	Ft
Tope de perforados=	4025	Ft
Base de perforados	4330	Ft
Wcut=	0,97	Fracción
Gradiente=	0,43141	psi/ft
T=	143	°F
API=	31	

Fuente: Tomada de Datos suministrados por Ecopetrol S.A

2. Los datos de prueba, son la P_{wf} (Psi) y el valor asociado al caudal Q (BFPD), los valores fueron tomados de las pruebas de niveles para el caso de la P_{wf} , y para el caudal⁴¹ si no se conoce o no es proporcionado por la empresa, se hace necesario hallarlo mediante correlaciones de flujo

⁴¹ BEGGS, Op. Cit. P. 85.

multifásico, para este caso se determinó mediante el uso la correlación de HAGEDORN & BROWN, donde no se considera ningún patrón de flujo y existe deslizamiento entre las fases.

Tabla 8. Test Point del Pozo UIS-4

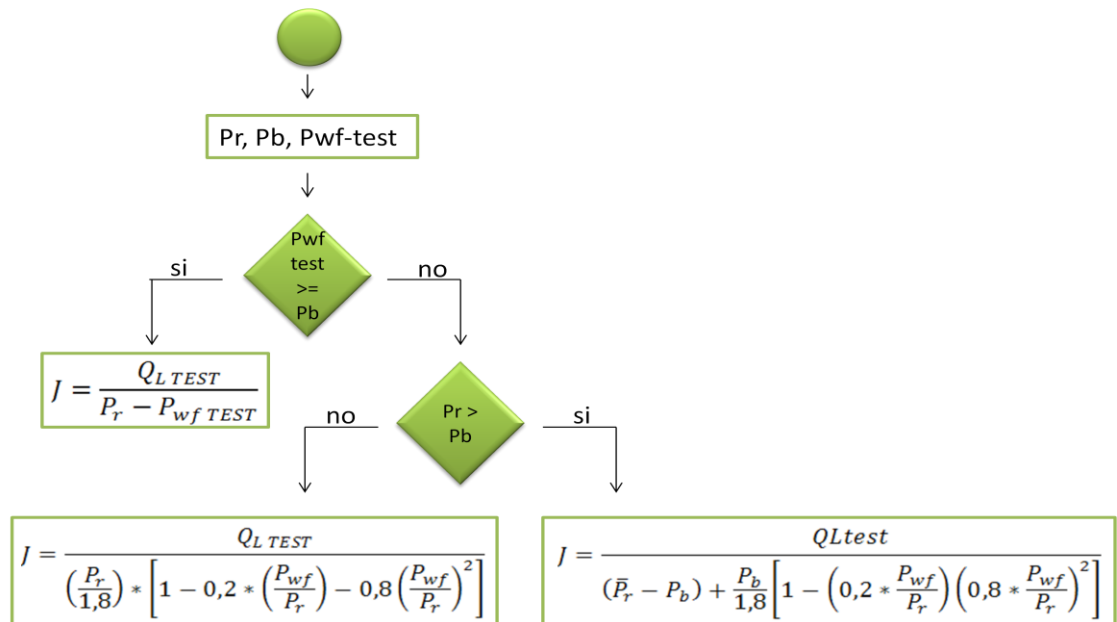
DATOS DE PRUEBA		
Pwf_prueba=	672,54	Psi
qi_prueba =	473	Bpd

Fuente: Tomada de Datos suministrados por Ecopetrol S.A

3. Para comprender el proceso de construcción de la curva de oferta, se realizó un análisis comparativo para seleccionar la mejor ecuación que me satisfaga las condiciones del pozo.

- Primero debemos conocer el índice de productividad (J), el cual fue calculado como muestra la **Figura 55**, en donde se explica el procedimiento que se llevo a cabo mediante un flujograma. En este paso se supone que la eficiencia es de 1.
- Segundo se calcula el caudal de fluidos por medio de los valores supuestos de Pwf (Psi), utilizando la **ecuación 27**, los cuales permiten construir la grafica de Inflow.
- Como se quiere hacer una comparación entre las eficiencias que se pueden presentar en el pozo, el siguiente paso a seguir es variar la eficiencia (EF=0,5 y EF=1,5) para conocer los nuevos índices de productividad, por medio de la **ecuación 28**.

Figura 55. Flujograma del cálculo del índice de productividad



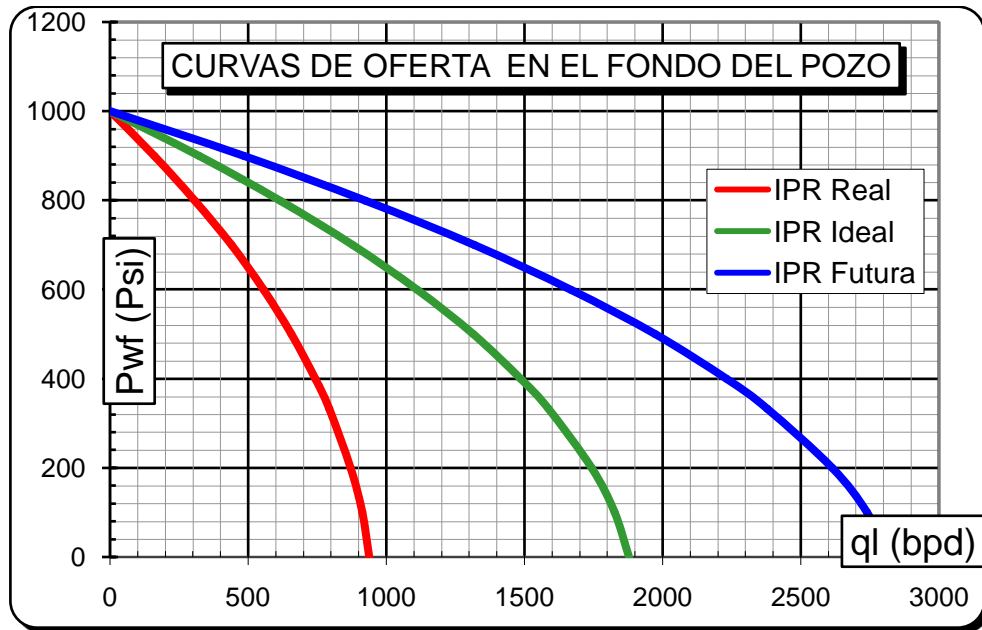
Fuente: Autores, MAGGILO, Ricardo. Optimización de la producción mediante análisis nodal, workshop ESP OIL, 2004

Al determinar los nuevos valores de J se sigue el mismo procedimiento explicado anteriormente, generando un grupo de curvas IPR, como se observa en la **Figura 56**. La razón por la cual se escogieron estas eficiencias es debido a que no conocemos con certeza el dato de daño de la formación, por lo tanto estudiaremos tres casos que se podrían presentar en el pozo. La **Tabla 9** muestra los resultados obtenidos para cada EF.

$$J_2 = J_1 \left(\frac{EF_2}{EF_1} \right)$$

Ecuación 28

Figura 56. Curva de IPR para diferentes valores de Eficiencias de flujo



Fuente: Autores, MAGGILO, Ricardo. Optimización de la producción mediante análisis nodal, workshop ESP OIL, 2004

Tabla 9. Inflow para el Pozo UIS-4

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal= 1,690		Jideal= 3,381		Jfutura= 5,071	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	QI	IPR Real	QI	IPR Ideal	QI	IPR Futura
1,00	0	1000	0	1000	0	1000
0,90	162	900	323	900	485	900
0,80	308	800	616	800	924	800
0,70	440	700	879	700	1319	700
0,60	556	600	1112	600	1668	600
0,50	657	500	1315	500	1972	500
0,40	744	400	1488	400	2231	400
0,33	793	333,333	1586	333,33	2379	333,333

0,20	872	200	1743	200	2615	200
0,10	913	100	1826	100	2739	100
0,00	939	0	1878	0	2817	0
	q _{max} - q _b =	939	q _{max} -q _b =	1878	q _{max} -q _b =	2817
	q_{max}=	939	q_{max}=	1878	q_{max}=	2817

Fuente: Autores. Cálculos realizados para hacer curvas Inflow.

Desarrollo Curva Outflow

Uno de los objetivos principales del Análisis Nodal es determinar el caudal óptimo en un sistema de producción, se puede idear un procedimiento para encontrar el caudal con el que producirá el sistema. Para conocerlo es necesario interceptar las curvas de Inflow y Outflow, en donde el punto en común representa el equilibrio energético del sistema y por lo tanto el caudal deseado.

La construcción de la curva Outflow para un pozo que tenga como sistema de levantamiento el Bombeo Mecánico, se puede realizar a través de los datos obtenidos en pruebas que se le realizan a los pozos, tales como niveles de fluidos, toma de cartas dinamométricas, entre otras, que permiten dar una idea del comportamiento de la bomba de subsuelo, y de las pérdidas de presión que se dan desde la entrada de la bomba hasta cabeza de pozo. Estas pérdidas generalmente se presentan en la bomba, en la sarta de varillas y la columna de fluidos. En la bomba son pérdidas friccionales e hidráulicos así como fugas de líquidos.

A continuación se presenta el procedimiento que se realizó para la construcción de la curva Outflow para los pozos de sector M-14.

» Procedimiento

1. Recopilación de los datos obtenidos de las pruebas de niveles, cartas dinamométricas a través de la vida productiva del pozo. Esta información fue suministrada por el departamento de Producción del Campo Tibú, de las cuales se tomaron tres fechas que proporcionen la información necesaria para el desarrollo de la curva.

Tabla 10. Data para la curva Outflow para el pozo UIS-4

PARAMETRO / FECHA	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
Q (STB/D)	186,93	189,73	537,67
Presión en cabeza, Pwh (Psi)	110	90	95
Sumergencia libre de gas (ft)	295	265	1423
Nivel de fluido (ft)	3722,5	3753,4	2640,92
Profundidad de la Bomba (ft)	4018	4018	4064
Presión de entrada de la bomba, PIP (Psi)	97,4	77,4	446
Carga del Fluido (lb)	12128	12416	10217
Diámetro del Pistón (in)	2,75	2,75	2,75
Presión de descarga, PDP (Psi)	2246,19	2285,18	2170,95
Desplazamiento del pistón (STB/D)	661	706,9	812,8
Llenado de la cámara del barril (%)	83	92	97

Fuente: Autores, ECOPELROL S.A. Base de datos Echometer, Departamento de Producción Tibú.

2. Con la data recopilada se procede a realizar los cálculos pertinentes para el desarrollo de la curva outflow.

Esta curva nos da una estimación de la relación entre la caída total de presión por fricción, la presión fluyente de fondo y su dependencia con la tasa de flujo.

La correlación utilizada es la siguiente en donde se considera que el pozo está sujeto a flujo bifásico de petróleo y gas.

$$P_{wh} + \Delta P_{ft} - \frac{F_o}{A_p} = P_{wf}^{42} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde

ΔP_{ft} : Caída Total de presión por fricción, varillas y tubería, psi.

P_{wh} : Presión en cabeza del pozo, psi.

F_o : Carga de fluido, en lbs. .

A_p : Sección transversal del pistón, pulg²

Cálculos Previos

Para conocer la P_{wf} debemos calcular antes:

- **Carga de fluido por unidad de área P_{fo} (Psi)**

$$P_{fo} = \frac{F_o}{A_p} \quad \text{Ecuación 30}$$

- **Perdidas de presión, ΔP_t (Psi):** Para conocer las pérdidas que se generan a través de la tubería cuando los fluidos van de fondo a cabeza, se debe tener en cuenta las correlaciones de Flujo Multifásico en Tuberías, para el proyecto en estudio, tuberías verticales. Suponiendo que es flujo continuo, se

⁴² ENCISO, Juan; HUERTA, Víctor; VEGA, Diego; PODIO, Augusto. Uso de Análisis Nodal Para optimización de la Producción por Bombeo Mecánico en Campos Maduros. V INGPET 2005

selecciona el método de Hagedorn & Brown⁴³, ya que el sector M-14 se acopla a las condiciones⁴⁴ con las que se desarrolló dicha ecuación.

$$\mathbf{Grad. Total \left(\frac{Psi}{ft} \right) = \frac{\Delta P}{\Delta Z} = \frac{1}{144} \left(\frac{g * \rho_m * \text{sen} \theta}{g_c} + \frac{f_m * \rho_f * V_m^2}{2 * g_c * d} + \frac{\rho_m * \Delta V_m^2}{2 * g_c * \Delta Z} \right)} \quad \mathbf{Ecuación 31}$$

Siendo:

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_{elev} = \left(\frac{g * \rho_m * \text{sen} \theta}{g_c} \right) = \text{gradiente de presión por gravedad (80-90\%)}$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_{fricc.} = \left(\frac{f_m * \rho_f * V_m^2}{2 * g_c * d} \right) = \text{gradiente de presión por fricción (5-20\%)}$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_{acel} = \left(\frac{\rho_m * \Delta V_m^2}{2 * g_c * \Delta Z} \right) = \text{gradiente de presión por cambio de energía cinética o aceleración}$$

En donde:

θ = ángulo que forma la dirección de flujo con la horizontal. (0° para flujo horizontal y 90° para flujo vertical).

ρ_m = densidad de la mezcla multifásica, lbm/pie³

V_m = velocidad de la mezcla multifásica, pie/seg²

g = aceleración de la gravedad, 32,2 pie/seg²

⁴³ MAGGILOLO, Ricardo. Optimización de la Producción Mediante Análisis Nodal. Lima, Perú: ESP International Training Group, 2008. Pag 49

⁴⁴ Condiciones para el uso de la ecuación: Rango de tamaño del tubing de ¼ a 2-7/8 in O.D. Con un amplio rango de tasa de líquido y la RGL es incluida. La viscosidad se midió a condiciones de tanque de almacenamiento entre 10,35 a 110 cp.

f_m = factor de fricción, adimensional

d = Diámetro interno de la tubería, pies

La componente de aceleración es muy pequeña a menos que exista una fase altamente compresible a bajas presiones (menores de 150 Psi), por lo tanto para este estudio se desprecian estas pérdidas.

El procedimiento previo para el cálculo del gradiente de presión total se describe en el **ANEXO 3**. Los resultados obtenidos son:

Tabla 11. Resultados de cálculos previos para determinar el gradiente de presión para UIS-4

Propiedades de la mezcla	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
Densidad, Lb/ft ³	52,817	52,815	52,935
Velocidad, ft/seg	13,541	14,148	12,69
Viscosidad, cp.	0,045	0,045	0,077
Numero de Reynolds	1,90E+07	1,98E+07	1,94E+07
Factor de fricción, F	0,03424423	0,0342439	0,034244089
Hold up, HL	0,25	0,25	0,25

Fuente: Autores. BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 3.

Con los cálculos realizados previamente se procede a conocer el gradiente de presión total y por ende la caída de presión que se produce desde fondo del pozo hasta cabeza.

Tabla 12. Cálculos para hallar la caída de presión de fondo a cabeza de pozo para UIS-4

Gradientes de Presión	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{elev}$	52,817	52,815	52,935
$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{fricc.}$	22,876	24,966	20,612
$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)$	0,525	0,540	0,510

Fuente: Autores. BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991. Capítulo 3.

Al calcular las pérdidas por fricción, se completa los datos requeridos para la construcción de la curva outflow. Los resultados obtenidos para las tres fechas tomadas se presentan en la **Tabla 13**

Tabla 13. Resultados obtenidos

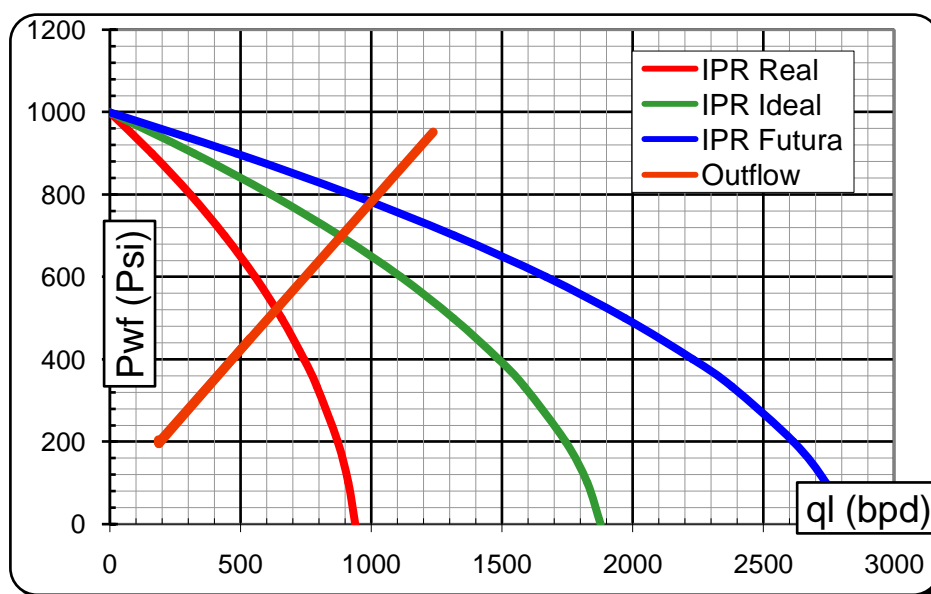
Pwh	Fo	Pfo	ΔPft	Pwf
110	12128	2041,89	2136,26	204,3
90	12416	2090,38	2195,15	194,8
95	10217	1720,15	2075,88	450,8

Fuentes: Autores.

3. Con la información calculada se procede a graficar la Pwf vs. Q (curva Outflow) con la curva Inflow realizada anteriormente. El punto en donde se intercepten las dos curvas representa el equilibrio energético del sistema y por

ende la producción óptima (**Figura 57**), cuyo valor es **620 BFPD** a una **Pwf 550 Psi**, para nuestro ejemplo el pozo UIS-4.

Figura 57. Intercepción de las curvas Inflow y Outflow – UIS-4



Fuente: Autores

6.3 ANALISIS Y DISEÑO

Al conocer el potencial y las condiciones óptimas de los pozos, se procede a analizar la prueba acústica, las cartas dinamométricas y las pruebas de válvulas las cuales nos dan un indicio del comportamiento y estado de la bomba de subsuelo, de las válvulas tanto fija como viajera, de los equipos de superficie y del estado de la sarta de varillas, por medio del software Total Well Management de Echometer Co., para luego poder realizar el rediseño del sistema de levantamiento teniendo en cuenta todas las variables que se ven involucradas para lograr optimizar la producción.

6.3.1 Análisis de Prueba Acústica, Cartas Dinamométricas, Prueba de Válvulas y Torque

Con la herramienta TWM se puede conocer el comportamiento del sistema de bombeo mecánico sin importar la profundidad, material de las varillas o geometría de la unidad de bombeo. Además puede detectar problemas en el sistema tales como, bomba en malas condiciones, varillas sobrecargadas, caja de engranaje sobrecargada, unidad no balanceada, causas de baja eficiencia del sistema, fuga en tubería, excesiva fricción varilla-tubería debido a parafina o finos, espaciado incorrecto de la bomba que pueda ocasionar golpe arriba o abajo, etc. Por lo tanto el análisis de estos parámetros permite mejorar la eficiencia, reducir los costos de mantenimiento y producción, además se puede revisar la carga de cualquier parte del sistema de bombeo.

La manera en que se realizó el análisis se describe a continuación:

1. Recopilación de la información necesaria tal como:
 - Archivos tomados en campo (Pruebas de Niveles, Cartas Dinamométricas, Prueba de Válvulas, Torque)
 - Información de yacimiento
 - Estados Mecánicos
 - Historial de producción
 - Potencial del pozo
 - Historial de intervención de los pozos y/o Análisis de fallas
 - Información de equipos de superficie

El fin de esta recopilación es relacionar todos los parámetros posibles que interactúan con el sistema de levantamiento para realizar un análisis detallado, y así determinar el mejor rediseño posible.

La información fue suministrada por el Departamento de Producción del Campo Tibú.

2. Analizar los resultados arrojados con la herramienta TWM relacionando la parte teórica vista en el capítulo 4 con la información recopilada en el paso 1, para tener una idea del comportamiento del pozo y así detectar y proporcionar posibles recomendaciones para solucionar problemas tales como la eficiencia, reducir la incidencia en la falla, entre otros. En la **Tabla 14** se muestra la información arrojada.

Para el pozo de ejemplo, se obtuvieron los siguientes resultados.

ANALISIS:

➤ **Carta dinamométricas y Prueba de Válvulas**

El análisis dinamométrico es una herramienta que determina la condición del sistema de bombeo mecánico, la cual se relaciona con los equipos en superficie y en fondo, con el fin de interpretar el comportamiento que se registra.

Tomando en cuenta la medición de las cartas dinamométricas de fondo y superficie para el pozo en estudio, indican que hay fuga en la válvula viajera o en el pistón, la cual se confirma con la prueba de válvulas en donde la válvula fija tiene escurrimiento de 38 bls/d. La bomba tiene un buen llenado, desplazando 791 bls/d con una eficiencia volumétrica⁴⁵ de 60%.

Tomando en consideración las máximas cargas leídas por el dinamómetro (20937 lbs.) y las dimensiones de la unidad de superficie (unidad balanceada por aire), se establece que la carga máxima permisible estructural es de 42700 lbs. y una longitud máxima de 144 pulg, por lo tanto TWM calcula el porcentaje de carga estructural, para el caso del pozo UIS-4, existe una carga estructural del 49% lo que indica que se tiene una capacidad de resistir estructuralmente un incremento de cargas, si se desea realizar alguna modificación en el sistema, esto se podrá conocer por medio de software de diseño, ya que antes de realizar cualquier tipo de ajuste se debe utilizar un simulador de bombeo

⁴⁵ Eficiencia Volumétrica: Es la relación de producción de fluidos entre el desplazamiento de la bomba.

mecánico en nuestro caso Rodstar, para determinar las variables que se pueden cambiar.

Para verificar el comportamiento de la sarta de varilla se realizó por medio del método de Goodman modificado⁴⁶, el cual es recomendado según la norma API de la publicación RP11BR, utilizado en el software Total Well Management de Echometer Co., este calcula el stress de las varillas estableciendo un factor de servicio para cada condición de trabajo (1 para varillas nuevas, 0.6 para varillas de segunda o que trabajan en ambientes corrosivos). Para el caso del pozo UIS-4 se emplea un factor de servicio del 0.85 (ver **Figura 58**) para las varillas de 7/8 in debido al desgaste durante el tiempo de trabajo. El programa calcula el porcentaje de stress del promedio de las varillas para cada sección, en el ejemplo es de 66,7%, lo que indica que se encuentran dentro del rango permitido.

➤ **Torque**

El análisis de la prueba de torque y potencia se realizó para determinar la eficiencia con la cual la unidad de bombeo está operando desde el punto de vista del uso de energía y la carga mecánica. En la **Tabla 14**, la figura cuatro, se observa que la tendencia del torque existente (línea roja) como el balanceado (línea punteada verde) se sobreponen, lo que confirma que la unidad esta balanceada por lo tanto el comportamiento en la carrera ascendente y la descendente tienden a ser iguales, ya que el balanceo perfecto no es posible porque las cargas cambian durante una carrera y la otra.

En esta figura se presenta varios picos esto se debe a que el pozo tiene una unidad balanceada por aire.

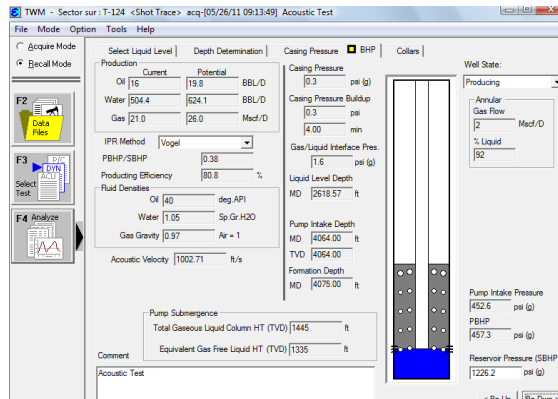
⁴⁶ Diagrama Modificado de Goodman: Permite calcular la tensión máxima permisible en varillas API de acero. Este método se aplica por medio de gráficos o con ecuaciones.

Tabla 14. Resultados de las Pruebas de Nivel, Válvulas, Torque y Carta Dinamométrica.

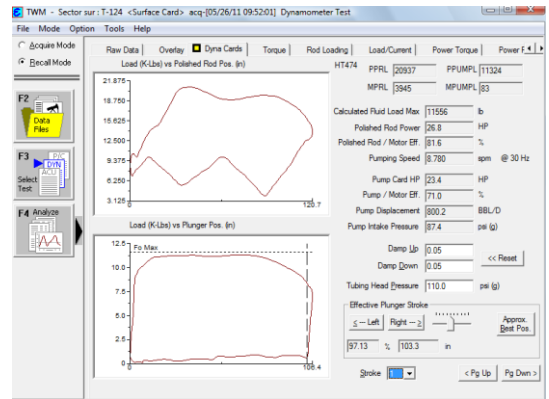
UIS-4

FECHA: 05-26-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1100	
CLASE DE UNIDAD: Air Balance (LUFKIN)	CASING O.D: 5.5 in	PRESION TUBING: 110 Psi	
API: A-640-427-144	PUMP	PRESION CASING: 0.3 Psi	
STROKE LENGTH: 120.684 in	DIAM. PISTON: 2.75 in	PRESION INTAKE BOMBA: 87.4 Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4064 ft	SPM: 8.78	RECORRIDO: 2/3

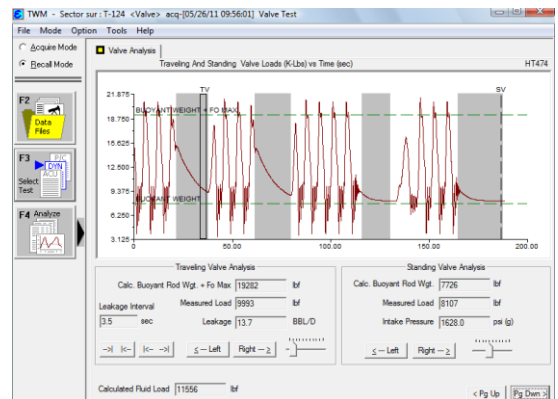
NIVEL DE SUMERGENCIA



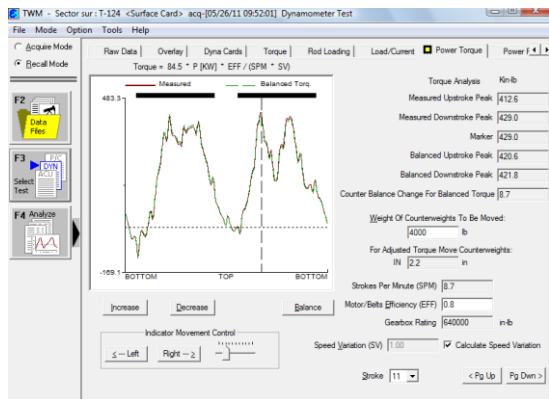
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES:

Fuente: Autores, Tomada de Total Well Management de Echometer Co.

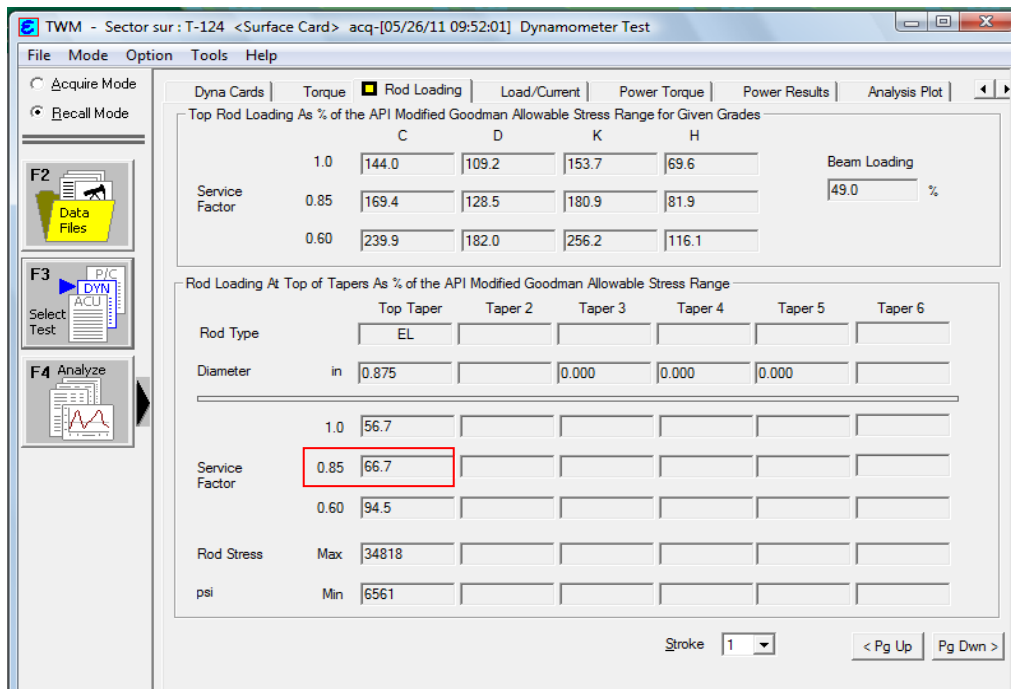
Nota: Para el caso del Torque se debe verificar al realizar las corridas en Rodstar ya que el programa TWM no tiene los crank actualizados, luego se puede presenta un rango de error alto.

➤ **Prueba Acústica**

Esta prueba permite conocer el nivel de fluido, y por ende la capacidad de aporte del yacimiento hacia el pozo, a una tasa de líquidos constante, para así asumir un nivel representativo, el cual permite realizar el cálculo de la presión de fondo fluyendo.

Para el caso del pozo UIS-4, la prueba muestra un alto nivel de fluidos lo que permite deducir que el pozo tiene un buen potencial, por lo tanto se puede aumentar la producción, lo cual se confirma con el análisis nodal que se desarrollo previamente, en donde muestra que el pozo tiene un potencial de 920 BFPD.

Figura 58. Análisis de tensión de Goodman para UIS-4.



Fuente: Tomada de Total Well Management de Ecometer Co.

Para los otros pozos se les realizó el mismo análisis descrito anteriormente, los resultados del análisis se encuentran en el **Anexo 5**.

6.3.2 Diseño

De acuerdo a los datos proporcionados en campo por ECOPETROL S.A. se han rediseñado los pozos para generar una optimización y mejora reduciendo gastos energéticos, económicos e invirtiendo en búsqueda de nuevas oportunidades de mejora para el campo.

Estos rediseños fueron elaborados con software especializados para facilitar los cálculos a realizar, se uso RODSTAR para el rediseño de parámetros de subsuelo (bombas, varillas, tuberías, accesorios) y parámetros de superficie (unidad de bombeo, cabezal de producción) con la finalidad de establecer para cada pozo los óptimos teóricos y así dar alternativas técnicas a implementar, basado en el análisis nodal de fondo. También se utilizó la herramienta XBAL con la finalidad de realizar el balanceo de las unidades ya que esta ayuda a disminuir daños en la caja de engranaje además un buen balanceo disminuye costos energéticos.

Para cada rediseño se debe tener información clara y concisa del pozo, ya que de esta depende el buen diseño y la buena optimización que se le realice al pozo, además hay que tener claro que después de hacer el análisis el pozo debe ser monitoreado para observar si el cambio hecho fue favorable o desfavorable. En la **tabla 15** se encuentran los datos de entrada a ser utilizados para el nuevo diseño en el programa RODSTAR.

Tabla 15. Datos requeridos en RODSTAR

Wcut	97
API	31
Profundidad de la bomba	4064

% llenado de la bomba	98
P tubing	110
P casing	0
SPM	8,78
Nivel de fluido	2618,57
Bomba	30-275-OVER-24-3-2-0
Diámetro del pistón	2,75
Diámetro de tubing	2,875
Tubería anclada	No
Diámetro de la varilla	0,875
Longitud de la varilla	4028
Grado de la varilla	ELECTRA
Tipo de unidad	A-640-427-144
Recorrido	2/3
Rotación del Crank	CW
Tope de perforados	4025
Base de perforados	4330
Tipo de motor	Eléctrico
Costo eléctrico	0,08 dólares

Fuente: Autor, ECOPETROL S.A. Base de datos Echometer, Departamento de Producción Tibú.

» **Procedimiento**

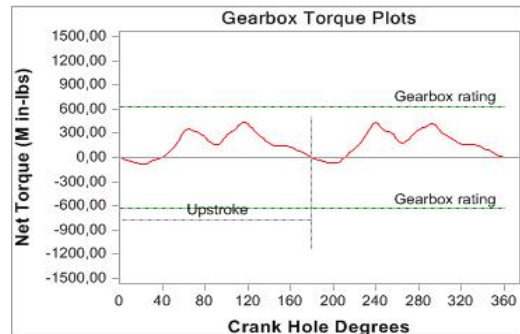
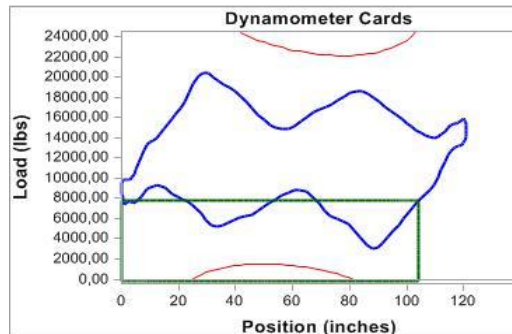
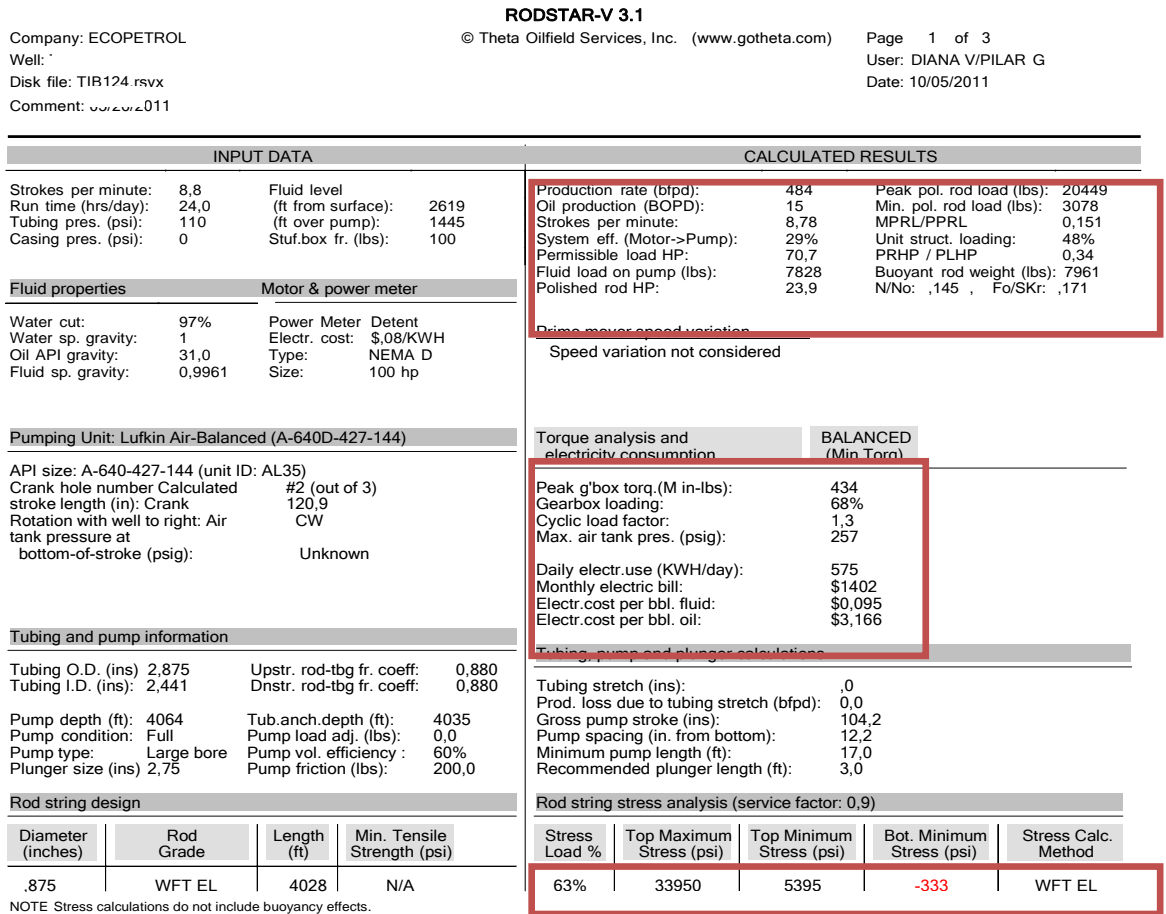
El procedimiento que se siguió para los rediseños va a ser explicado a continuación.

a. Se ingresan los datos de la tabla anterior en el programa Rodstar a las condiciones iniciales para observar el estado en el que se encuentra el pozo, se debe observar si la unidad que tiene el pozo se encuentra sobrediseñada o está en buen estado, el estado de las varillas, el estado de la caja de engranaje, la eficiencia del sistema, el balanceo de la unidad; estos factores son los más importantes para que la unidad quede bien diseñada, ya que unidades más grandes disminuyen la eficiencia del sistema y aumentan el gasto energético, varillas sobrecargadas generan varilla partida lo que implica

gastos en equipo de workover y material, además de la pérdida de barriles por tener el pozo parado.

b. El programa genera el reporte como el que aparece a continuación:

Figura 59. Análisis de resultados RODSTAR



Fuente: Autores, Software Rodstar. , Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

c. Análisis de la información generada por el reporte de RODSTAR

Se hace énfasis en la información más importante para revisar el estado de la unidad, se sabe que toda la información generada es de vital importancia para el diseño en este caso se revisaron algunos parámetros que generan mayor importancia que los otros.

Como se observa en la **Figura 59**. El reporte generado es el estado actual de la unidad aquí se va a analizar los siguientes parámetros:

- Tasa de producción (BFPD)
- Producción de aceite (BOPD)
- Carga en la caja de engranaje (%)
- Carga en las varillas (%)
- Eficiencia del sistema (%)
- Carga estructural de la unidad (%)
- Costo eléctrico mensual (dólares)

Para los dos primeros parámetros se observa que la unidad esta extrayendo lo que el pozo está produciendo, aunque según el análisis nodal a este pozo se le puede extraer más fluido, por tal motivo en la optimización se piensa cambiar parámetros para que la unidad aumente el fluido que se encuentra extrayendo.

La carga en la caja de engranaje para esta unidad esta en un 68%, este es un porcentaje favorable ya que el máximo permitido es de 80% a 85%, esta por ser una unidad balanceada por aire, se hace más factible su balanceo tan pronto lo requiera, lo que hace que no se presenten pérdidas económicas con respecto al consumo energético.

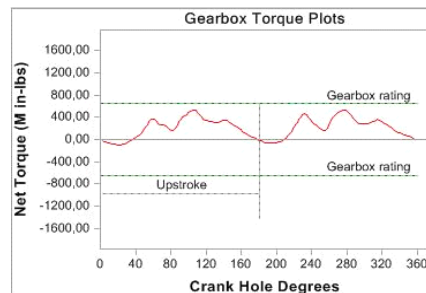
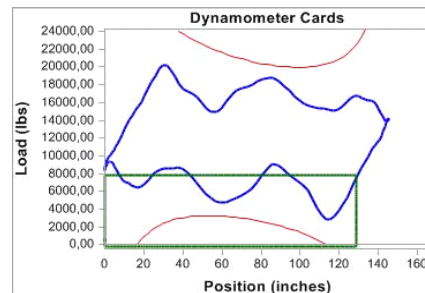
Con respecto a la carga de las varillas se encuentra en un 63%, no se encuentran sobrecargadas ya que estas tienen un rango permitido de 85% a 90%. La baja eficiencia del sistema es generada por la baja eficiencia de llenado de la bomba, esta solo un 60% lo que está generando en el sistema

una eficiencia del 29% la cual para el sistema de levantamiento de Bombeo Mecánico es muy baja pues debería estar en un 50%.

d. Con la información obtenida en el reporte y ya analizada, viene la optimización del pozo basada en la información obtenida durante el transcurso y desarrollo del proyecto. A continuación se observa el reporte generado después del análisis.

Figura 60. Análisis de resultados RODSTAR


INPUT DATA				CALCULATED RESULTS			
Strokes per minute:	7,5	Fluid level		Production rate (bfpd):	724	Peak pol. rod load (lbs):	20217
Run time (hrs/day):	24,0	(ft from surface):	2619	Oil production (BOPD):	22	Min. pol. rod load (lbs):	2848
Tubing pres. (psi):	110	(ft over pump):	1445	Strokes per minute:	7,5	MPRL/PPRL	0,141
Casing pres. (psi):	0	Stuf.box fr. (lbs):	100	System eff. (Motor->Pump):	41%	Unit struct. loading:	47%
Fluid properties				Motor & power meter			
Water cut:	97%	Power Meter	Detent	Prime mover speed variation			
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$,08/KWH	Speed variation not considered			
Oil API gravity:	31,0	Type:	NEMA D	Torque analysis and electricity consumption			
Fluid sp. gravity:	0,9961	Size:	100 hp	BALANCED (Min Torq)			
Pumping Unit: Lufkin Air-Balanced (A-640D-427-144)				Peak g'box torq (M in-lbs): 534			
API size: A-640-427-144 (unit ID: AL35)				Gearbox loading: 83%			
Crank hole number Calculated #1 (out of 3)				Cyclic load factor: 1,3			
stroke length (in): Crank 145,2				Max. air tank pres. (psig): 261			
Rotation with well to right: Air CW				Daily electr.use (KWH/day): 601			
tank pressure at bottom-of-stroke (psig): Unknown				Monthly electric bill: \$1467			
Tubing and pump information				Electr.cost per bbl. fluid: \$0,066			
Tubing O.D. (ins) 2,875				Electr.cost per bbl. oil: \$2,216			
Tubing I.D. (ins) 2,441				Tubing, pump and plunger calculations			
Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,870				Tubing stretch (ins): ,0			
Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,870				Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 0,0			
Pump depth (ft): 4064				Gross pump stroke (ins): 128,7			
Tub.anch.depth (ft): 4035				Pump spacing (in. from bottom): 12,2			
Pump condition: Full				Minimum pump length (ft): 19,0			
Pump load adj. (lbs): 0,0				Recommended plunger length (ft): 3,0			
Pump type: Large bore				Rod string stress analysis (service factor: 0,85)			
Plunger size (ins) 2,75				Pump vol. efficiency: 85%			
Pump friction (lbs): 200,0				Stress Load %			
Rod string design				Top Maximum Stress (psi)			
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Top Minimum Stress (psi)			
.875	WFT EL	4028	N/A	Bot. Minimum Stress (psi)			
NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.				Stress Calc. Method			
				67%			
				33565			
				5013			
				-333			
				WFT EL			



Fuente: Autores, Software RODSTAR, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

e. Luego de realizar la optimización se genera un cuadro comparativo con la finalidad de facilitar y observar mejor los cambios realizados para la optimización:

Tabla 16. Análisis de resultados optimización pozo UIS-4

	BOPD	
	Producción actual	15
	Incremental	22
PARAMETROS/DISEÑO	Condiciones iniciales	Optimización
Tipo de Unidad	A-640-427-144	A-640-427-144
Tasa de Producción (BFPD)	484	724
Producción de Aceite (BOPD)	15	22
SPM	8,78	7,5
Run Time (hrs)	24	24
Longitud del Recorrido	120,90	145,2
Tamaño Pistón (in)	2,75	2,75
Tubería Anclada	4035	4035
PPRL (lbs.)	20449	20217
MPRL (lbs.)	3078	2848
Carga caja de engranaje (%)	68%	83%
Carga en las varillas (%)	63%	67%
Eficiencia del sistema (%)	29%	41%
Eficiencia de la bomba (%)	60%	85%
Costo eléctrico mensual	\$ 1.402	\$ 1.467
Grado de varillas	E	E
Diámetro de las varillas	0,875	0,875
Longitud de las varillas	4028	4028

Fuente: Autores. Software RODSTAR, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

En la primera columna se observa las condiciones iniciales a las que se encuentra el pozo y en la segunda columna se encuentran los parámetros optimizados.

f. Recomendaciones

- Según análisis nodal este pozo tiene buen potencial a extraer, además el análisis del nivel lo demuestra pues tiene buena sumergencia, por tal motivo se sugiere trabajar la unidad a las optimas condiciones para mejorar su eficiencia, es decir, aumentar la longitud del recorrido a 145,2 in y disminuir la velocidad de bombeo a 7,5; con estos cambios la eficiencia del sistema aumenta pasando de un 29% a un 41%, además la unidad tendría mayor capacidad de extracción.
- Se recomienda revisar la válvula viajera en la próxima intervención, además mantener una constante revisión de la bomba cada vez que el pozo se encuentre en reacondicionamiento, ya que a pesar cualquier fuga generada en la bomba implica disminución en el fluido en superficie.
- Mantener la unidad balanceada para evitar mayor consumo energético.
- En la estación este es uno de los pozos que presenta mayor frecuencia en la intervención, por este motivo se hace necesario tener un Survey del mismo, con la finalidad de revisar cuales son los puntos críticos y construir un mejor diseño de fondo para evitar costos económicos generados por este problema.

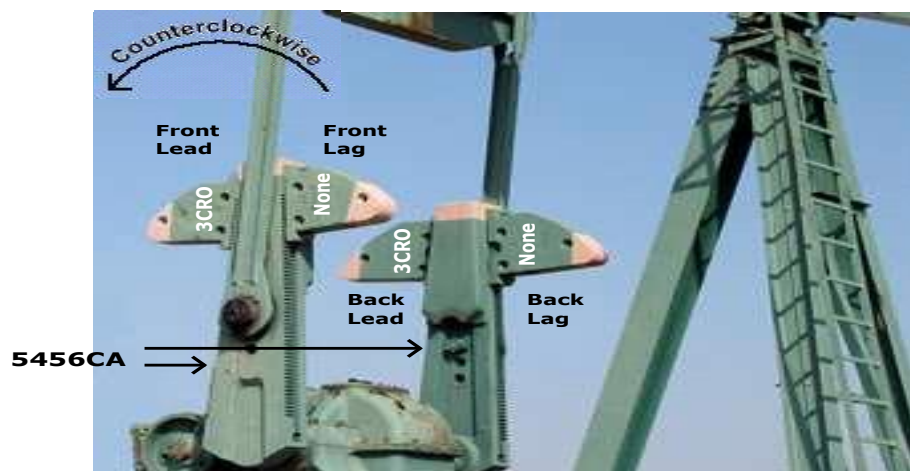
g. Para unidades Convencionales y Mark II se hace necesario el balanceo de las unidades, este balanceo lo que genera es una disminución a nivel energético además de una disminución en el porcentaje de la carga de engranaje, ya que un aumento en esto implica que esta se dañe generando costos económicos altos. Por tal motivo para el balanceo de estas unidades se uso XBAL, software diseñado para tal función, con este software se ingresan las condiciones a las cuales se encuentran pesas y crank, con ayuda de Rodstar se observa que tan balanceada o desbalanceada se encuentra la

unidad, cuando rodstar genera el valor de balanceo este es ingresado a XBAL el cual nos indica cuanto hay que mover las pesas para llegar al optimo o si es necesario el cambio de las mismas o un cambio de crank. El reporte generado por XBAL es el siguiente

Figura 61. Análisis de resultados arrojados por XBAL

XBAL for Windows (SN#70319)			
© Theta Oilfield Services, Inc. Tel: (562) 694-3297			
Company:	Ecopetrol	Disk file:	balanceado.xlsx
Well Name:		Date:	10/10/2011
User Name:	Diana V/Pilar G		
Pumping unit:	Lufkin conventional	Maximum CB moment (M in-lbs)	
Crank type:	5456CA	Existing:	82,9
Crank rotation:	Counterclockwise	Balanced:	82,9
EXISTING COUNTERWEIGHT POSITIONS (in. from end of crank):			
	Master Weight	Auxiliary Weights	Existing Position (in.)
Front Lead	3CRO		29,56
Front Lag	None		
Back Lead	3CRO		29,56
Back Lag	None		

The pumping unit is balanced because the existing moment is within 2% of the required balanced value.



Fuente: Autores, Software XBAL, Theta Oilfield Service. Theta Enterprises.

Luego de generado el reporte y balanceada la unidad se observa en Rodstar los beneficios económicos que este cambio genera, en el **ANEXO 5.**, se encuentran los resultados de las demás unidades, para el caso de unidades convencionales y Mark II se observa en la tabla de resultados tres columnas, en la columna del centro se encuentra la optimización de la unidad solamente balanceándola, esto con la finalidad de demostrar el ahorro que se genera con al balancear la unidad y cuanto disminuye la carga en la caja de engranaje además de ser una opción más rápida de implementación.

6.4 EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

La fase final del proyecto pretende determinar los beneficios económicos que genera para ECOPETROL S.A. la optimización de los pozos productores que usan bombeo mecánico, tanto a nivel de producción como en el gasto energético, con este se pretende demostrar si el proyecto tiene viabilidad para ser desarrollado o no y así ser aplicado al Sector M-14.

Este estudio se realizó para 5 pozos de los 12 analizados, debido a que fueron los únicos que tuvieron un incremento en la producción, por lo tanto se realizaron dos análisis: uno individual y otro global, evaluados en un tiempo de dos años.

El análisis económico es necesario para estimar la inversión neta o inicial constituida por los costos del desarrollo del proyecto, estimar los flujos efectivos generados durante la vida del mismo, evaluar la conveniencia de este de acuerdo con la comparación de la inversión neta, los flujos efectivos y el uso de métodos establecidos.

DESARROLLO

La evaluación financiera que se describe a continuación se desarrollo para los pozos que presentaron incremento y después se consolidó en un solo flujo de caja ya que tomando el estudio de manera individual se observan pozos no rentables, por lo tanto ECOPETROL S.A. sugiere pasar el proyecto en conjunto en donde las ganancias de un pozo puedan ser usadas para otro.

Para cada pozo se determino la tasa de declinación como por ejemplo para el pozo UIS-4 es de 6,1%⁴⁷ mensual. Para la evaluación se tuvo en cuenta varios aspectos que intervienen en el cálculo del flujo de caja como son:

6.4.1 Inversión neta o inicial

Se refiere al flujo de caja pertinente que debe considerarse la evaluar un desembolso capitalizable en perspectiva. Se puede hablar de dos términos importantes, los costos asociados y la inversión neta o inicial.

Los costos asociados son el valor de la infraestructura, costos de instalación, gastos de entrenamiento y el beneficio perdido fiscal ocasionado por venta de bienes.

INVERSIÓN NETA O INICIAL =

***Costos de desarrollo + costos de promoción + costos de construcción +
costos de instalación + gastos de entraniento –
gastos de entrenamiento por el bien usado***

Ecuación 32

En la **Tabla 17** encontramos la inversión inicial del proyecto para el sector M-14 (los 5 pozos) del Campo Tibú.

⁴⁷ Fuente: ECOPETROL S.A., mediante herramienta OFM.

Tabla 17. Inversión Inicial

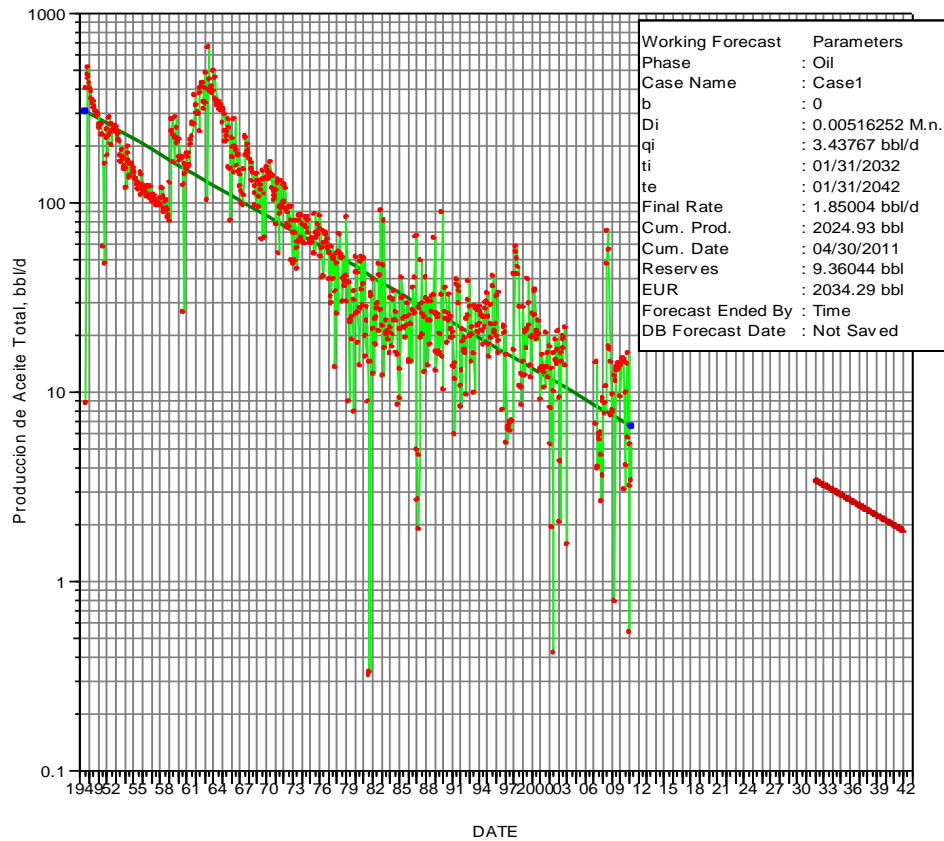
TOTAL DE INTERVENCIÓN			
	Pozo	Características	Dólar (\$US)
Cambio de unidad	UIS-1	C-228-200-74	\$ 67.800,00
Montaje de la unidad	UIS-1		\$ 922,31
Cambio de spm	UIS-4, UIS-6, UIS-10, UIS-12		\$ 842,23
Cambio de recorrido	UIS-4, UIS-6, UIS-10, UIS-12		\$ 948,64
Cambio de varilla	UIS-12	62, 7/8 grado E	\$ 10.240,78
Cambio de varilla	UIS-12	149, 3/4 grado E	\$ 11.857,49
Costos de balanceo	UIS-1, UIS-10,UIS-12		\$ 711,48
Cambio de crank	UIS-10	5456CA	\$ 2.635,12
Equipo de Well Service	UIS-1, UIS-4, UIS-6, UIS-10, UIS-12		\$ 2.635,12
TOTAL			\$ 98.593,16

Fuente: Autores, ECOPETROL S.A. Base de datos Ellipse

6.4.2 INGRESOS

En un proyecto petrolero los ingresos provienen directamente de la venta de crudo, la cual es determinada por la producción del campo y del precio del petróleo. Para obtener la producción de petróleo a lo largo de 2 años, se trabajó con la función de declinación que venía trabajando cada pozo obtenidos del software OFM. Se tomó como caudal inicial el incremento que se obtendrá si se realiza dicha optimización. **(Figura 62).**

Figura 62. Declinación de producción



Fuente: Autores, Oil Field Manager OFM.

A continuación se presentan las tasas de declinación y los caudales incrementales para los 5 pozos a evaluar

Tabla 18. Tasas de Declinación y Caudales

	DI mensual	Qi (BOPM)
UIS-1	0,0334261	152
UIS-4	0,0619502	212,8
UIS-6	0,0128775	152
UIS-10	0,00875039	1155,2
UIS-12	0,0573313	212,8

Fuente: Autores, Oil field Management (OFM)

Con la información anterior se procede a determinar la declinación de la producción por medio de la siguiente función para cada uno de los pozos de estudio:

$$Q(t) = Q_i * e^{(-di*t)}$$

Ecuación 33⁴⁸

En donde Q_i corresponde a la producción inicial mensual, la cual se determina para el caso del UIS-4 con el valor incremental que se logran con los cambios sugeridos multiplicado por 30,4 (factor de conversión de barriles de aceite por día a barriles de aceite mensuales). Este procedimiento también se desarrolla para los pozos restantes.

Tabla 19. Cálculo de producción para UIS-4

T	Q (BOPM)	Q (BOPD)
0	212,8	
0,083333	212,208071	6,98052865
0,166666	211,617788	6,96111146
0,249999	211,029148	6,94174829
0,333332	210,442145	6,92243897
0,416665	209,856774	6,90318337
0,499998	209,273032	6,88398133
0,583331	208,690914	6,8648327
0,666664	208,110415	6,84573733
0,749997	207,531531	6,82669508
0,83333	206,954256	6,8077058
0,916663	206,378588	6,78876935
0,999996	205,804521	6,76988556
1,083329	205,232051	6,7510543

⁴⁸ RUIZ, Marco A. Curvas de Declinación [en línea]. <<http://es.scribd.com/doc/51428155/CURVAS-DE-DECLINACIÓN>>

1,166662	204,661173	6,73227543
1,249995	204,091883	6,71354878
1,333328	203,524177	6,69487423
1,416661	202,95805	6,67625163
1,499994	202,393497	6,65768083
1,583327	201,830515	6,63916168
1,66666	201,269099	6,62069405
1,749993	200,709245	6,60227778
1,833326	200,150947	6,58391275
1,916659	199,594203	6,56559879
1,999992	199,039008	6,54733578

Fuente: Autores. Oil Field Management, OFM

En la tabla anterior se observa los resultados de la aplicación de la **Ecuación 33** para el pozo UIS-4.

6.4.3 COSTOS

Varían en función del nivel del uso o de producción. Es el esfuerzo económico que se realiza para lograr un objetivo.

Según el área donde se consumen:

- Costo de producción
- Costos de distribución
- Costos de administración
- Costos de financiamiento

Según su identificación

- Directos
- Indirectos

Según control que se tiene sobre consumo

- Costos controlables
- Costos no controlables

Según la importancia en la toma de decisiones

- Costos relevantes
- Costos no relevantes

Según su comportamiento

- Costos fijos
- Costos variables

Estos costos representan los gastos generados por la operación del equipo, los cuales son:

- Costos de operación
- Costos de electricidad
- Costos de mantenimiento de equipo

Para el flujo de caja realizado estos costos se agruparon en el Item denominado Costos de levantamiento. Para todos los pozos el costo fue de 20 US\$⁴⁹ por barril de fluido producido.

Para este caso se separa el costo de la energía del costo de levantamiento con la finalidad de observar el ahorro energético que se gana al solo balancear las Unidades de Bombeo Mecánico.

⁴⁹ Fuente: Ecopetrol S.A. Campo Tibú

6.4.4 IMPUESTO

Son prestaciones por lo general en dinero al estado y demás entidades de derecho público en forma y en cuantía determinadas unilateralmente y sin contraprestación.

Existen dos tipos de impuestos:

- **Impuestos Directos:** Se aplican sobre el patrimonio afectando principalmente los ingresos y pertenencias como la propiedad de maquinaria o terrenos de explotación.
- **Impuestos Indirectos:** Afectan a personas distintas a quien produce el bien o presta el servicio.

La Industria Petrolera se ve afectada principalmente por dos impuestos: las regalías que son el derecho que tiene el Estado sobre el producto resultante de la explotación de los recursos petrolíferos de su propiedad, se determina sobre el porcentaje del volumen bruto explotado y el impuesto sobre la renta es de tipo nacional y se paga al Fisco en función del resultado de la actividad financiera de las empresas petroleras en un año. Es la principal fuente de recaudo de impuestos en la actividad de producción de petróleo.

De acuerdo a los datos suministrados por ECOPETROL S.A. el porcentaje de regalías que paga es del 20% para el Campo Tibú. El impuesto de renta en Colombia es del 34,5% anual la cual se aplican al total de los ingresos menos los costos de operación, mantenimiento y depreciación.

6.4.5 DEPRECIACIÓN

Es un reconocimiento racional y sistemático del costo de los bienes, distribuido durante su vida útil estimada, con el fin de obtener los recursos necesarios para la reposición de los mismos de manera que se conserve su capacidad operativa o productiva. Su distribución debe hacerse empleado los criterios de tiempo y productividad, mediante uno de los siguientes métodos: Línea recta,

suma de los dígitos de los años, saldos decrecientes, número de unidades producidas o número de horas de funcionamiento.

Para la evaluación financiera desarrollada se tomó como método el de la línea recta, tomando como tiempo de vida útil para las dos nuevas unidades 5 años y para las varillas 3 años y el valor de salvamento 0.⁵⁰

$$DEPRECIACIÓN = \frac{\text{Costo-Valor de salvamento}}{\text{Años de vida útil}} \quad \text{Ecuación 34}$$

Figura 63. Depreciación

Pozo	Costo (US\$)	Años de vida útil	Depreciación (US\$)
UIS-1	\$ 67.800,00	5	\$ 1.130,00
UIS-10	\$ 2.635,12	3	\$ 73,20
UIS-12	\$ 22.098,27	3	\$ 613,84
TOTAL			\$ 1.817,04

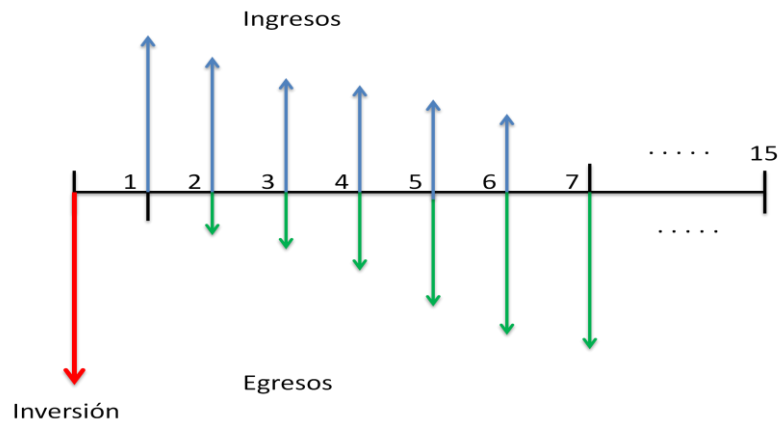
Fuente: Autores.

6.4.6 FLUJO DE CAJA

Es la secuencia de entrada y salida del capital durante el tiempo de ejecución del proyecto. Para representar tales valores como un segmento de recta que tenga como longitud el tiempo que dura la operación medida en periodos. Para representar la operación se presentan tales valores como un segmento de recta que tenga como longitud el tiempo que dura la operación medida en periodos.

⁵⁰ Valor de mercado de un activo al final de su vida útil.

Figura 64. Representación grafica del flujo de caja



Fuente: Modificado, RODRÍGUEZ, Rubén y BERNAL, José. “Metodología para la perforación en pozo Infill en un campo maduro con ambiente de depositación fluvial”. Aplicación Campo Colorado. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad Físico- Químicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. 2009

En este flujo se deben considerar factores como ingresos, gastos generados por la inversión, los costos de operación, el beneficio fiscal asociado a la depreciación y los impuestos asociados.

$$\text{FLUJO DE CAJA} = \text{Ingresos} - \text{Egresos} - \text{Impuestos} - \text{Depreciación}$$

Ecuación 35

Para nuestro análisis se consolidó en un solo flujo de caja ya que tomando el estudio de manera individual se observan pozos no rentables, por lo tanto ECOPETROL S.A. sugiere pasar el proyecto en conjunto en donde las ganancias de un pozo puedan ser usadas para otro y así hacerlo rentable, por lo tanto se mostrará el flujo de caja global y los indicadores financieros tanto global como individuales (los 5 pozos).

Tabla 20. Flujo de caja

Detalle	Valor	Mes 0	Mes 1	Mes 2	Mes 3	Mes 4	Mes 5	Mes 6	Mes 7	Mes 8
Producción Petróleo (BOPM)		1.884,80	1.881,51	1.878,22	1.874,95	1.871,68	1.868,42	1.865,18	1.861,94	1.858,71
Producción Petróleo con regalías (BOPM)	0,2		1.505,20	1.502,58	1.499,96	1.497,34	1.494,74	1.492,14	1.489,55	1.486,97
Producción de Agua (BWPM)		2.916,87	2.920,17	2.923,45	2.926,73	2.929,99	2.933,25	2.936,50	2.939,73	2.942,96
Producción total (BFPM)		4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67
Ingresos por ventas (US\$)			108.374,75	108.185,57	107.996,93	107.808,83	107.621,27	107.434,25	107.247,76	107.061,80
Costo energía (US\$/BO)	0,39		589,60	588,57	587,54	586,52	585,50	584,48	583,46	582,45
Costos de levantamiento de fluidos (US\$/BF)	20		96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48
Egresos Totales (US\$)			96.623,07	96.622,04	96.621,02	96.619,99	96.618,97	96.617,95	96.616,94	96.615,93
Depreciación a descontar (US\$)	1.817,04		1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04
Utilidad antes de impuesto (US\$)			9.934,64	9.746,49	9.558,88	9.371,80	9.185,26	8.999,25	8.813,78	8.628,83
Impuesto de Renta (US\$)			3.377,78	3.313,81	3.250,02	3.186,41	3.122,99	3.059,75	2.996,68	2.933,80
Inversión (US\$)	98.593,16	- 98.593,16	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Depreciación a adicionar (US\$)	1.817,04		1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04
Utilidad Neta (US\$)		- 98.593,16	8.373,90	8.249,72	8.125,90	8.002,43	7.879,31	7.756,55	7.634,13	7.512,07

Continuación de Flujo de Caja

Detalle	Mes 9	Mes 10	Mes 11	Mes 12	Mes 13	Mes 14	Mes 15	Mes 16
Producción Petróleo (BOPM)	1.855,49	1.852,28	1.849,08	1.845,89	1.842,71	1.839,53	1.836,37	1.833,21
Producción Petróleo con regalías (BOPM)	1.484,39	1.481,83	1.479,27	1.476,71	1.474,17	1.471,63	1.469,09	1.466,57
Producción de Agua (BWPM)	2.946,18	2.949,39	2.952,59	2.955,78	2.958,97	2.962,14	2.965,31	2.968,46
Producción total (BFPM)	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67
Ingresos por ventas (US\$)	106.876,37	106.691,47	106.507,10	106.323,25	106.139,92	105.957,12	105.774,83	105.593,06
Costo energía (US\$/BO)	581,44	580,44	579,44	578,43	577,44	576,44	575,45	574,46
Costos de levantamiento de fluidos (US\$/BF)	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48
Egresos Totales (US\$)	96.614,92	96.613,91	96.612,91	96.611,91	96.610,91	96.609,92	96.608,93	96.607,94
Depreciación a descontar (US\$)	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04
Utilidad antes de impuesto (US\$)	8.444,41	8.260,52	8.077,15	7.894,30	7.711,97	7.530,16	7.348,87	7.168,09
Impuesto de Renta (US\$)	2.871,10	2.808,58	2.746,23	2.684,06	2.622,07	2.560,25	2.498,61	2.437,15
Inversión (US\$)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Depreciación a adicionar (US\$)	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04
Utilidad Neta (US\$)	7.390,35	7.268,98	7.147,96	7.027,28	6.906,94	6.786,94	6.667,29	6.547,98

Continuación de flujo de caja

Detalle	Mes 17	Mes 18	Mes 19	Mes 20	Mes 21	Mes 22	Mes 23	Mes 24
Producción Petróleo (BOPM)	1.830,07	1.826,93	1.823,80	1.820,68	1.817,57	1.814,47	1.811,37	1.808,29
Producción Petróleo con regalías (BOPM)	1.464,05	1.461,54	1.459,04	1.456,54	1.454,05	1.451,57	1.449,10	1.446,63
Producción de Agua (BWPM)	2.971,61	2.974,75	2.977,87	2.980,99	2.984,11	2.987,21	2.990,30	2.993,39
Producción total (BFPM)	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67	4.801,67
Ingresos por ventas (US\$)	105.411,81	105.231,07	105.050,84	104.871,12	104.691,90	104.513,20	104.334,99	104.157,29
Costo energía (US\$/BO)	573,48	572,49	571,51	570,53	569,56	568,59	567,62	566,65
Costos de levantamiento de fluidos (US\$/BF)	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48	96.033,48
Egresos Totales (US\$)	96.606,95	96.605,97	96.604,99	96.604,01	96.603,04	96.602,06	96.601,09	96.600,13
Depreciación a descontar (US\$)	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04
Utilidad antes de impuesto (US\$)	6.987,82	6.808,06	6.628,81	6.450,07	6.271,83	6.094,09	5.916,86	5.740,13
Impuesto de Renta (US\$)	2.375,86	2.314,74	2.253,80	2.193,02	2.132,42	2.071,99	2.011,73	1.951,64
Inversión (US\$)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Depreciación a adicionar (US\$)	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04	1.817,04
Utilidad Neta (US\$)	6.429,00	6.310,36	6.192,05	6.074,08	5.956,45	5.839,14	5.722,17	5.605,52

Fuente: Autor, ECOPETROL S.A.

NOTA:

- Los ingresos por ventas se hallan multiplicando el precio del barril de crudo por la producción de petróleo.
- Los egresos son los costos de operación y mantenimiento (costos de levantamiento de fluido y costos de electricidad)

Después de realizar el flujo de caja global, se procede al estudio de viabilidad del proyecto.

6.4.7 PRECIO DE REFERENCIA DE CRUDO (WTI)

La fiscalización de cada barril de crudo producido en el Campo Tibú debe estar sujeta a una corrección la cual se realizará de la siguiente manera:

$$\text{\$ Crudo Ajustado} = \text{\$WTI} - 20\% (\text{regalias}) - 6\% (\text{Ecopetrol S.A.})$$

Ecuación 36

En la actualidad⁵¹ el costo de barril de crudo de referencia WTI, esta alrededor de 97 US\$ por barril⁵², por lo tanto el precio del crudo en campo ajustado es de 71,78 US\$ por Barril. Este valor fue el seleccionado para la Evaluación Financiera de este proyecto.

6.4.8 ÍNDICES DE RENTABILIDAD

Los índices de rentabilidad que se tuvieron en cuenta para la evaluación

⁵¹ Precio Promedio a Noviembre 2011

⁵² Fuente: SOCIEDAD NACIONAL DE MINERÍA. Precio Petróleo WTI [En línea]. <http://www.sonami.cl/index.php?option=com_content&view=article&id=222&Itemid=108>.

financiera de este proyecto son: la tasa interna de retorno (TIR), el valor presente neto (VPN) y relación beneficio/ costo (B/C).

- **Valor presente neto (VPN).**

El valor presente neto de un proyecto de inversión representa el valor del mismo, medido en condiciones actuales; es decir, el equivalente en pesos actuales de todos los ingresos y egresos, presentes y futuros, que constituyen un proyecto. El VPN es un indicador de la rentabilidad del proyecto que tiene valores que pueden ser clasificados en los

VPN=0: en este caso se tiene un proyecto indiferente. Indica que el capital invertido se recuperó en totalidad (pero sin ganancia alguna).

VPN<0: significa que los egresos son mayores que los ingresos; es decir, el capital invertido es superior a los ingresos que se percibirán.

VPN>0: en este caso los ingresos son mayores que los egresos; es decir, indica que el proyecto es rentable. Sin embargo, el único indicador que asegura la rentabilidad del proyecto es la tasa interna de retorno.

La fórmula que permite realizar una estimación del VPN es:

$$VPN = \sum_{n=0}^N \frac{\text{Flujo de caja}}{(1+i)^n} \qquad \text{Ecuación 37}^{53}$$

Cuando se calcula el valor presente neto usando la tasa mínima de retorno (mínima rentabilidad del proyecto), el resultado es cero. Esto evidencia que los dineros invertidos en el proyecto ganan un interés idéntico a la tasa de

⁵³ RODRÍGUEZ, Rubén y BERNAL, José. "Metodología para la perforación en pozo Infill en un campo maduro con ambiente de depositación fluvial". Aplicación Campo Colorado. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad Físico- Químicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. 2009.

descuento utilizada para calcular el VPN.

- **Tasa interna de retorno (TIR).**

La tasa interna de retorno de una inversión; está definida como la tasa de interés con la cual el valor actual neto o valor presente neto (VAN o VPN) es igual a cero. El VAN o VPN es calculado a partir del flujo de caja anual, trasladando todas las cantidades futuras al presente. La Tasa Interna de Retorno es el tipo de descuento que hace igual a cero el valor actual neto.

$$0 = -C + \sum_{n=0}^N \frac{\text{Flujo de caja}}{(1+i)^n} \quad \text{Ecuación 38}^{54}$$

La TIR es una herramienta de toma de decisiones de inversión utilizada para comparar la factibilidad de diferentes opciones de inversión. También es la tasa de interés para el cual la relación Beneficio-Costo es igual a 1, y tasa de interés por la cual se recupera la inversión; es la máxima que se puede endeudar para no perder. Para Ecopetrol S.A este valor es considerado en 12%.

- **Tasa interna de oportunidad (TIO).**

Conocida como la tasa de interés, es la tasa que determina el costo de oportunidad del inversionista, y la rentabilidad que se espera del proyecto.

- **Relación Costo-Beneficio.**

Es aquella que permite a la evaluación financiera establecer el grado de ganancia que ha tenido cada dólar invertido en un determinado proyecto. Si el valor obtenido para la relación costo beneficio es mayor a la unidad es

⁵⁴ RODRÍGUEZ, Rubén. *Ibíd.*

entendible que la inversión del proyecto ha tenido cierto nivel de utilidad, lo cual justifica la aplicación del proyecto. Esta relación se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$RBC = \frac{|VPN-Ingresos|}{|VPN-Egresos|} \quad \text{Ecuación 39}$$

- **Tiempo de recuperación de la inversión o payback time.**

El tiempo de recuperación de la inversión, también conocido como *payback time*, es el tiempo en el cual se recupera el dinero que se invirtió inicialmente en un negocio o proyecto, es decir, para que los flujos de caja netos positivos sean iguales a la inversión inicial. También se puede considerar, como el tiempo que le toma a la operación del negocio o proyecto generar el suficiente flujo de efectivo para compensar o cubrir la inversión realizada.

6.4.9 RESULTADOS Y ANALISIS

En esta sección se presentan los resultados de los cálculos realizados con el índice de rentabilidad, para luego observar si el proyecto es viable o no.

Individuales

A continuación se presentan los resultados del análisis desarrollado a los 5 pozos con el fin de demostrar que si se hace de forma individual, la optimización que se sugiere implementar no se podría realizar, ya que según los indicadores solo 2 pozos son rentables.

Tabla 21. Resultados de indicadores financieros para cada pozo de estudio

POZO	INDICADORES	RESULTADO
UIS-1	VPN (US\$)	-180.712,25
	TIO (%)	---- *
	PAYBACK TIME (meses)	---- **
	RBC	0,478
UIS-4	VPN (US\$)	-296.470,30
	TIO (%)	---- *
	PAYBACK TIME (meses)	---- **
	RBC	0,345
UIS-6	VPN (US\$)	-86.353,12
	TIO (%)	---- *
	PAYBACK TIME (meses)	---- **
	RBC	0,557
UIS-10	VPN (US\$)	559.950, 42
	TIO (%)	355%
	PAYBACK TIME (meses)	0,2
	RBC	2,43
UIS-12	VPN (US\$)	55.299,73
	TIO (%)	180%
	PAYBACK TIME (meses)	6
	RBC	1,75

*No corta por que el proyecto no ofrece rentabilidad porque hay más costos que ganancias (el VPN es negativo).

** No corta por que el proyecto no obtiene ganancias en el periodo de análisis (24 meses)

Fuente: Autores.

Por los resultados arrojados se consideró realizar un análisis global con el fin de que las ganancias de un pozo puedan ser usadas para otro y así se pueda realizar los cambios sugeridos para los pozos que presentaron incremento en la producción.

Análisis Global

A continuación se muestran los indicadores financieros globales (uniendo los 5 pozos), con el fin de que el proyecto sea rentable, y como se explicó anteriormente que las ganancias de un pozo sirvan para los que individualmente no lo son. Este análisis también se desarrolló para un tiempo de 2 años.

- **Valor presente neto (VPN)**

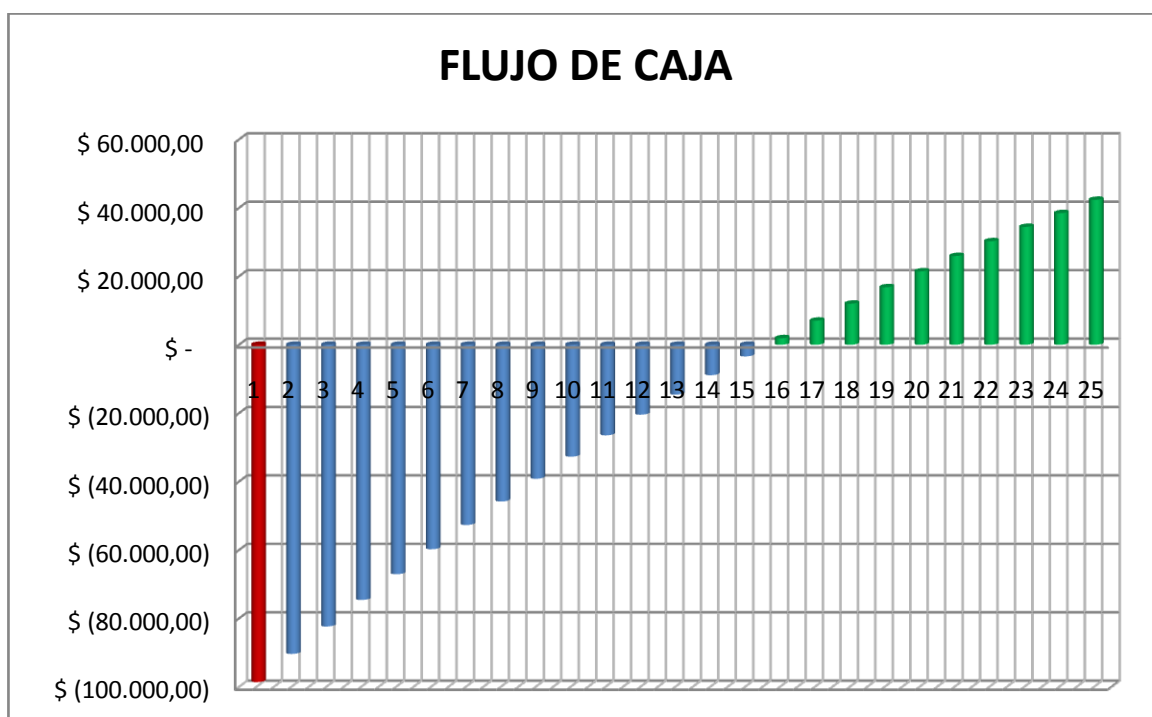
Tabla 22. Flujo de caja y Flujo de caja acumulado

Tiempo	Flujo de caja (US\$)	Flujo caja acumulado (US\$)
0	\$ (98.593,16)	\$ (98.593,16)
1	\$ 8.247,64	\$ (90.345,52)
2	\$ 8.002,81	\$ (82.342,71)
3	\$ 7.763,83	\$ (74.578,87)
4	\$ 7.530,58	\$ (67.048,30)
5	\$ 7.302,91	\$ (59.745,38)
6	\$ 7.080,73	\$ (52.664,66)
7	\$ 6.863,90	\$ (45.800,76)
8	\$ 6.652,31	\$ (39.148,45)
9	\$ 6.445,84	\$ (32.702,61)
10	\$ 6.244,38	\$ (26.458,23)
11	\$ 6.047,83	\$ (20.410,41)
12	\$ 5.856,07	\$ (14.554,34)
13	\$ 5.669,00	\$ (8.885,34)
14	\$ 5.486,51	\$ (3.398,82)
15	\$ 5.308,52	\$ 1.909,69
16	\$ 5.134,91	\$ 7.044,60
17	\$ 4.965,58	\$ 12.010,18
18	\$ 4.800,46	\$ 16.810,64
19	\$ 4.639,43	\$ 21.450,07

20	\$ 4.482,42	\$ 25.932,49
21	\$ 4.329,33	\$ 30.261,82
22	\$ 4.180,07	\$ 34.441,89
23	\$ 4.034,57	\$ 38.476,46
24	\$ 3.892,73	\$ 42.369,19
Valor Presente Neto (VPN)		\$ 42.369,19

Fuente: Autores

Figura 65. Flujo de caja



Fuente: Autores.

- **Tasa interna de Oportunidad (TIO).**

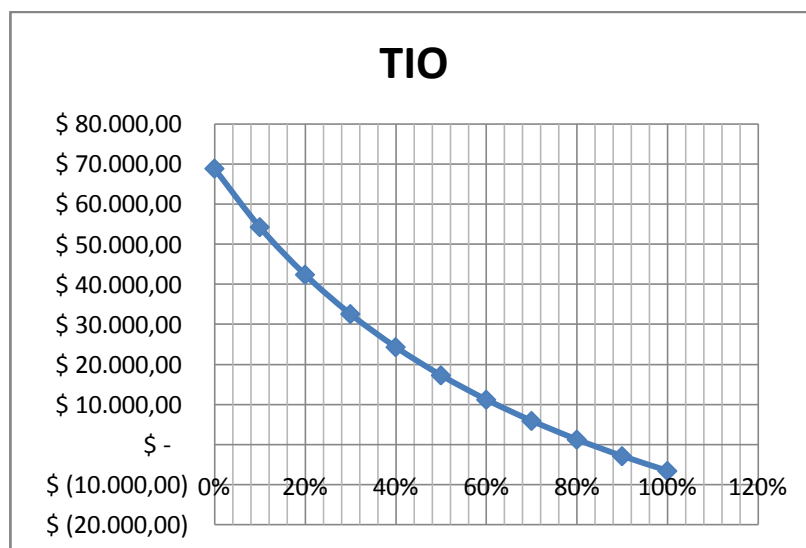
Se halla el VPN para el sector M-14 a diferentes tasas de interés, para tabular los resultados y posteriormente graficarlos, con esto se calcula la TIO.

Tabla 23. VPN a diferentes tasas de interés

TIO	
i	VPN (US\$)
0%	\$ 68.813,34
10%	\$ 54.217,17
20%	\$ 42.369,19
30%	\$ 32.564,56
40%	\$ 24.318,39
50%	\$ 17.286,76
60%	\$ 11.219,29
70%	\$ 5.929,56
80%	\$ 1.276,06
90%	\$ (2.850,52)
100%	\$ (6.535,90)

Fuente: Autores.

Figura 66. Análisis gráfico para el cálculo de la TIO



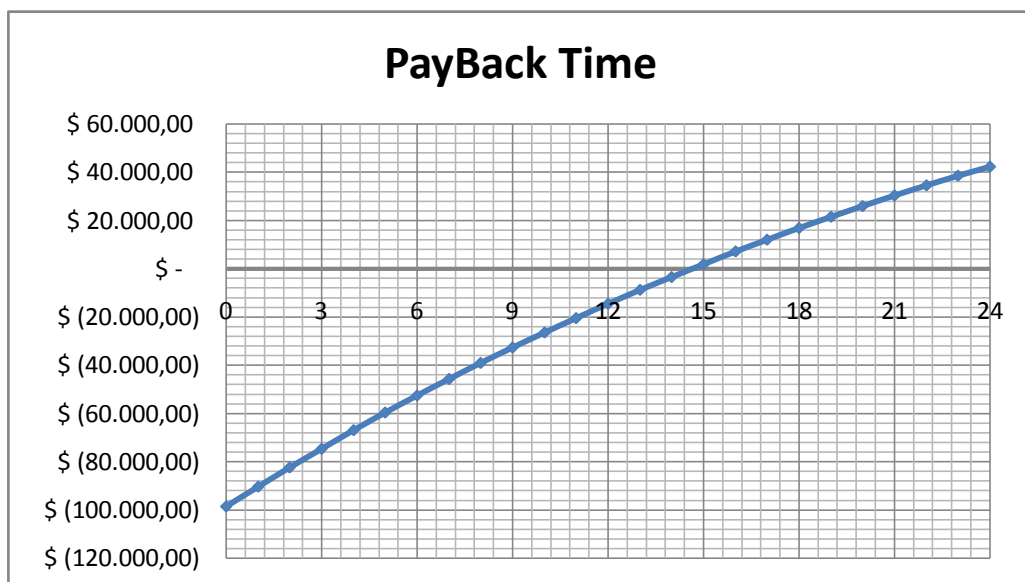
Fuente: Autores

La TIO para el Sector M-14 es del 80%, según el análisis gráfico realizado anteriormente.

- **PayBack Time**

Usando nuevamente los datos de flujo de caja acumulado se elabora la grafica que se observa a continuación.

Figura 67. PayBack Time



Fuente: Autores

El plazo de recuperación que tendrá el proyecto es de 15 meses, al cumplirse este tiempo se logra recuperar el desembolso inicial de la inversión, este solo dato permite tomar la decisión de invertir ya que se concluye la devolución de dicho desembolso el cual se realizó para dar inicio al proyecto.

Tabla 24. Indicadores Económicos

INDICADORES	RESULTADO
VPN (US\$)	51.654,32
TIO (%)	80
PAYBACK TIME (mese)	15
RBC	1,05

Fuente: Autores.

A partir de los cuatro criterios de la evaluación financiera desarrollados anteriormente se puede concluir que el proyecto a desarrollar es indiferente ejecutarlo o no, ya que aunque se presenta ganancia (VPN positivo) en el periodo de análisis y la tasa de interés a la cual se recupera la inversión es del 80%, se observa que la relación costo beneficio no es mayor que la unidad, debido a esto la empresa es libre de decidir si desarrolla el proyecto.

Sabiendo que el proyecto genera una ganancia alrededor de 62 barriles de aceite mensuales y un ahorro energético de aproximadamente el 50% de lo que se está pagando en la actualidad, es de gran importancia para este sector realizar las modificaciones propuestas.

CONCLUSIONES

- Con el Análisis Nodal realizado se pudo determinar la capacidad de fluido existente para cada pozo estudiado, el cual permite modelar a las condiciones óptimas de operación cada pozo haciendo que el sistema de levantamiento sea más efectivo actualmente y en un futuro.
- Con TWM se logró analizar el comportamiento del sistema de levantamiento en fondo de pozo lo cual da un indicio a las posibles fallas que se están presentando y así generar soluciones; esta es un excelente herramienta para estudiar la eficiencia del sistema de bombeo mecánico ya que maneja datos reales de campo como son parámetros de subsuelo y superficie los cuales son de vital importancia para realizar una buena optimización.
- De acuerdo con los resultados del análisis nodal, el estudio de las pruebas en TWM y un buen rediseño se obtuvo una optimización a los pozos objeto de este estudio que representan un incremento sustancial en la producción del campo Tibú alrededor de un 26%.
- El estudio realizado con el software de diseño permitió concluir que es necesario el balance de las unidades de bombeo mecánico, ya que este disminuye la carga en la caja reductora (entre menos sea la carga máxima en superficie mayor eficiencia de levantamiento y por lo tanto menos operación del motor implicando una reducción en los costos de operación y una mayor eficiencia del sistema) y el costo energético que utiliza la unidad, estos costos son reducidos en un 33%. Con esta reducción se puede invertir o usar estos recursos para lograr ejecutar los cambios sugeridos para optimizar el Sector M-14.
- Al realizar los análisis se observó que los pozos que presentaron incremento de producción fueron 5 de los 12 seleccionados, al desarrollar el análisis financiero, se concluye que evaluándolos

individualmente los pozos UIS-1, UIS-4, UIS-6 no son rentables debido a su alto corte agua y su alto costo de levantamiento, en comparación con los pozos UIS-10 Y UIS-12 presentan una recuperación temprana de la inversión, por lo tanto al realizar el análisis global la ganancia de estos dos pozos solventan la inversión de los pozos no rentables, logrando la viabilidad del proyecto..

- El análisis financiero global presenta una recuperación de la inversión alrededor de los 15 meses, con un valor presente neto a una tasa de interés estándar del 12% de US\$51.654,32 y una relación costo beneficio de 1,02 lo cual hace que el proyecto no genera ganancias, por tal razón sería indiferente ejecutarlo o no.
- El mejor pozo a optimizar es el UIS-10, es necesario implementar cada uno de los cambios que se sugieren en el diseño para lograr aumentar la capacidad de extracción de la unidad para llegar a una producción aproximada de 70 BIs de aceite.
- Los software de diseño (XDIAG, XBAL, RODSTAR), usados en conjunto son una buena herramienta para la predicción, análisis de diagnóstico y balanceo, con estas se minimiza el tiempo y los gastos requeridos a la hora de diseñar, además el balanceo maximiza el tiempo de vida útil de las cajas de engranaje, eliminando la necesidad de medir el tiempo de contrabalanceo.

RECOMENDACIONES

- Para el diseño de las unidades es preferible manejar una velocidad de 8 SPM, ya que genera menos gasto energético, disminuye la cantidad de fallas por rozamiento entre tubing y varilla; además trabajar con largos recorridos aumenta el ahorro energético; las cargas de las varillas deben estar entre un 75% y 85%; la carga de la caja reductora debe estar máximo a un 90%; cuando se rediseñe un pozo y se haga necesario cambio de unidad se debe analizar las necesidades del campo para que este aplique con facilidad en otro pozo.
- Es de vital importancia tener un manejo acertado de la información a trabajar en los software para realizar cualquier tipo de análisis y que este tenga validez a la hora de sugerir y ver el comportamiento de los pozos, para esto se recomienda cargar y verificar la data de TWM, ya que de esta depende la buena toma de las pruebas; puesto que al no ingresar correctamente la data, se genera resultados erróneos en el análisis.
- Se sugiere tomar pruebas de sonolog a pozos cerrados que se encuentren con un lapso de tiempo considerables, con el fin de actualizar la información de presiones estáticas del yacimiento, lo cual es de vital importancia para el desarrollo de análisis futuros en este sector, debido que cierta información suministrada no está actualizada, generando errores considerables.
- La mayoría de los pozos presentan intervenciones seguidas por falla de tubería y varilla por esta razón se recomienda realizar survey a todos los pozos ya que esto facilita observar las zonas críticas y diseñar el pozo de acuerdo a tales condiciones.

- Es indispensable tener un banco de datos que cuente con una considerable cantidad y calidad de información de los pozos pertenecientes al área de estudio, ya que este constituye la fuente para obtener resultados exitosos en los análisis, realizados mediante el empleo de herramientas tales como OFM.
- Se sugiere tener un buen análisis de falla para cada uno de los pozos, ya que este ayuda a tener en cuenta parámetros indispensables para un mejor diseño.
- Realizar análisis nodal con software ya que como se hizo en base a los datos de TWM pueden haber pruebas mal tomadas lo que podría generar resultados erróneos o un alto porcentaje de error y así darle validez al estudio desarrollado por medio de las hojas de cálculo.
- Considerar los efectos de daño de formación para mejorar el análisis de las máximas tasas de flujo de los pozos y así poder determinar con mayor precisión el potencial de estos.
- Extender este trabajo a los demás sectores del Campo Tibú que utilizan el bombeo mecánico como sistema de levantamiento.

REFERENCIAS

ARIAS, Juan. Registro y análisis de esfuerzos, pruebas de presión e interpretación de Dinagramas. Trabajo de Grado Ingeniero Electrónico. Armenia: Universidad del Quindío. Facultad de Ingeniería. Programa de Ingeniería Electrónica. 2008.

ARZUZA, Leonardo. Curso Bombeo Mecánico. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2011. Bombeo Mecánico. Sistema de Levantamiento Artificial, 2011.

ASIA, Informe Integrado ASIA, Tibú Sector A, 2005

BEGG, H. Dale. Production optimization Using Nodal TM Analysis. Orland Gas consultants International Inc. Tulsa, Oklahoma. 1991

BOLLAND, Manual de Partes: Bombas Mecánicas de Profundidad. Buenos Aires, Argentina, 2005. Capítulo 1

BROWN, Kermit E. The technology of Artificial Lift Methods. The university of Tulsa. Tulsa, Oklahoma, 1980

BROWN, Kermit E and LEA, James F. Nodal Systems Analysis of Oil and Gas Wells paper SPE. 1985

CASTILLO, Germán. Optimización de producción conjunta de petróleo de las arenas K1 y K2 del campo APIAY. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Fisicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, 2010

DIAZ, Ricardo José. Análisis Nodal en la optimización de la producción de los pozos del campo colorado. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, 2009

ECHOMETER COMPANY. Manual de Operación: Well Analyzer y Programa TWM. Texas, 2009

EMBUS, Luis A; MARTINEZ, Jorge A. Generalidades Bombeo Mecánico: I Parte (conceptos básicos). Parko Services S.A

ENCISO, Juan; HUERTA, Víctor; VEGA, Diego; PODIO, Augusto. Uso de análisis Nodal para Optimización de la Producción por Bombeo Mecánico en Campos Maduros. V INGEPET. 2005

FETKOVICH, "M. J. The Isochronal Testing of Oil Wells", SPE 4529, 1973.

ICP. Informe de Campo Tibú – Estudio de Daño a la formación Campo Tibú. Bucaramanga, 2010.

LUFKIN, Industrias Inc. "Catalogo de productos Generales de Yacimientos Petrolíferos". (Argentina). 2000.

MAGGILOLO, Ricardo. Optimización de la producción mediante análisis nodal, workshop ESP OIL, 2004

MUÑOZ, Gabriel Andrés. Estudio del comportamiento del campo Shushufindi mediante análisis e interpretación de pruebas de restauración de presión. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Quito: Universidad Central del Ecuador. Facultad de Ingeniería en Geología, Minas Petróleos y Ambiental. Escuela de Petróleos, 2010.

NIND. T.E.W. Fundamentos de producción y mantenimiento de pozos petroleros. Trent University. Ontario. Canadá, 1987

OSPINO, Emiro José y BADILLO, Diana Carolina. Estudio técnico-económico de la aplicación del sistema de levantamiento artificial DynaPump en un campo de producción de petróleo. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, 2010

PARTIDAS, Héctor, “Bombeo mecánico”. SEMINARIO BOMBEO MECANICO. Bogotá D.C. 2008.

PODIO. A.L. Et Al. Total Well Management a Methodology for Maximizing Oil Production and Minimizing Operating Cost, 1995.

PUDJO, Sukamo, TOBING, Edward. Inflow Performance Relationship for Perforated wells production from solution gas drive reservoir paper SPE, 1995

RODRIGUEZ, Edwinder y OSMA, Iván Darío. Optimización de la producción de la estación K-27 del Campo Tibú, mediante un sistema de evaluación de desempeño. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, 2009

RODRIGUEZ, Rafael. Optimización del bombeo mecánico del campo tigre. Trabajo de grado Ingeniero de Petróleos. Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral. Facultad de Ingeniería en Ciencias de la Tierra, 2000.

RODRÍGUEZ, Rubén y BERNAL, José. “Metodología para la perforación en pozo Infill en un campo maduro con ambiente de depositación fluvial”. Aplicación Campo Colorado. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad Físico- Químicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. 2009.

ROMERO, Adriana. Análisis del flujo vertical multifásico para el modelo de simulación de Cusiana. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Fisicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, 2007.

RUIZ, Marco A. Curvas de Declinación [en línea]. <<http://es.scribd.com/doc/51428155/CURVAS-DE-DECLINACIÓN>>

SANCHEZ, Yoel. Evaluación del comportamiento de producción en pozos con unidad de bombeo hidráulico Corlift. Trabajo de Grado Ingeniero de Petróleos. Cabimas: Universidad de Zulia. Comité técnico del programa de ingeniería. Costa oriental del lago. 2010

SARTECPET, Manual Para Operaciones de Campo, abril 2010.

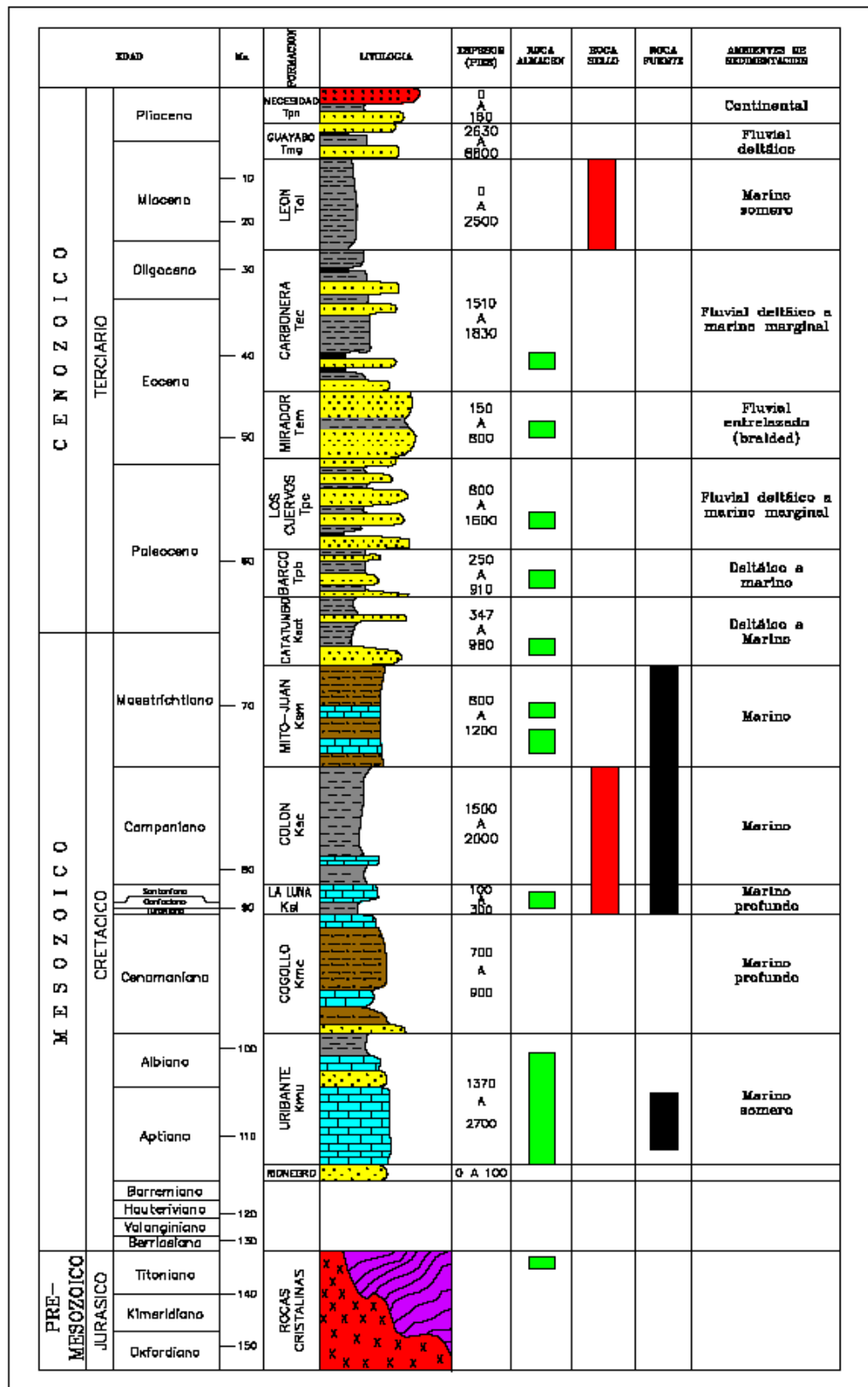
SVINOS, Jhon. Optimización de Bombeo Mecánico. Thera Enterprise. Bera, USA. 2005

Unlimited Petroleum Consulting. Golpe de fluido [En línea]. <http://www.upcovzla.com/productoDjax.php> [25 de octubre del 2011].

VOGEL, J.V. Inflow Performance Relationships for Solutions-Gas Drive Wells, 1968. Production Estimation, 1476.

ANEXOS


ANEXO 1. COLUMNA ESTRATIGRAFICA



Fuente: Ecopetrol S.A

ANEXO 2. FICHAS TÉCNICAS.

UIS-1

	FICHA TÉCNICA
	UIS-1

CARACTERISTICAS GENERALES

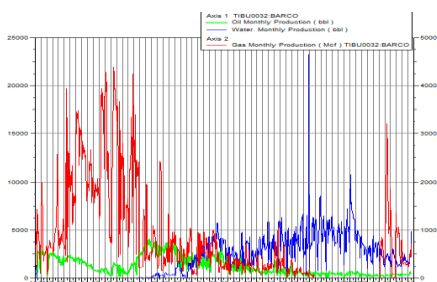
BFPD: 188

BSW: 92

BOPD: 15

Corte de agua: 92%

API: 30



SUPERFICIE:



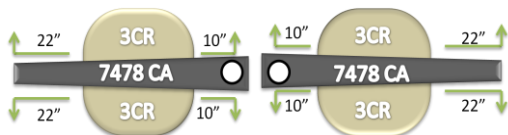
Tipo de UBM: C-160D-200-74

Marca: LUFKIN

Recorrido: 44-54-64-74

SPM: 13,43

Tipo de motor: Eléctrico



SUBSUELO

THP: 110 psi

CHP: 0,2 psi

PIP: 100,7 psi

PWF: 406.8 psi

Nivel: 3062,59 ft

Bomba: 25-225-THC-16-3-1-1

Profundidad Bomba: 3602 ft

Profundidad total del pozo: 4857 ft

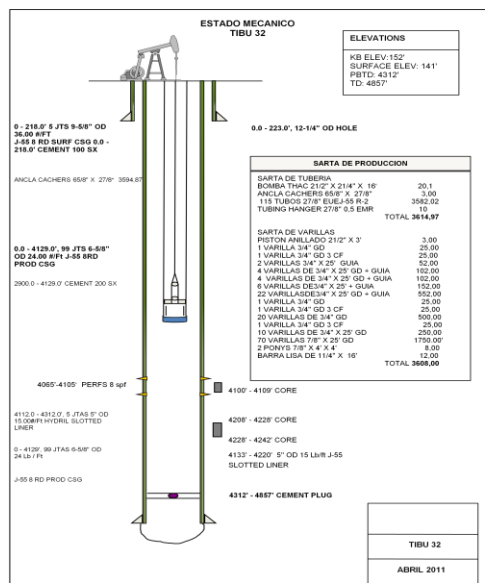
Ancla: 3604 ft

Tope de perforación: 4065 ft

Fondo de perforación: 4105 ft


Varilla: Grado: D, diámetro: 0,875, longitud: 1758 ft

Grado: D, diámetro: 0,75, longitud: 1835 ft



Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-2

	FICHA TÉCNICA
	UIS-2

CARACTERISTICAS GENERALES

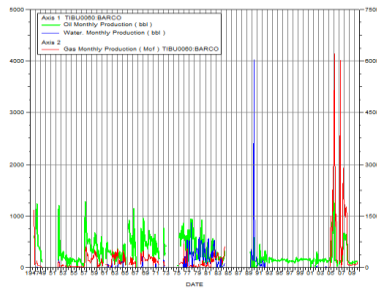
BFPD: 4

BSW: 0

BOPD: 4

Corte de agua: 0 %

API: 31



SUPERFICIE:



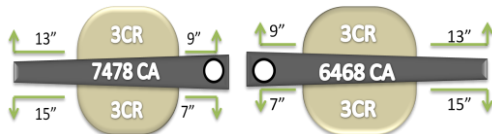
Tipo de UBM: C-160-170-54^a

Marca: LUFKIN

Recorrido: 27-41-54

SPM: 10.843

Tipo de motor: Eléctrico



SUBSUELO

THP: 120 psi

CHP: 0.1 psi

PIP: 2.5 psi

PWF: 3 psi

Nivel: 4617,35 ft

Bomba: 20-150-RWAC-12-3

Profundidad Bomba: 4810 ft

Profundidad total del pozo: 4815 ft

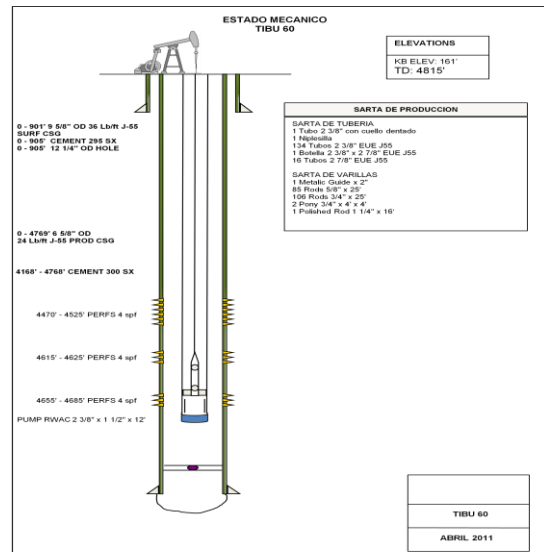
Ancla: NO

Tope de perforación: 4470 ft

Fondo de perforación: 4685 ft

Varilla: Grado: D, diámetro: 0,75, longitud: 2670 ft


Grado: D, diámetro: 0,625, longitud 2125 ft



TIBU 60
ABRIL 2011
ecopetrol

Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-3

	FICHA TÉCNICA
	UIS-3

CARACTERISTICAS GENERALES

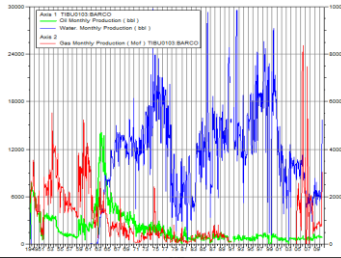
BFPD: 620

BSW: 95

BOPD: 31

Corte de agua: 95%

API: 29



SUPERFICIE:



Tipo de UBM: A-1280D-420-192

Marca: LUFKIN

Recorrido: 147-168-192

SPM: 5.88

Tipo de motor: Eléctrico

SUBSUELO

THP: 60 psi

CHP: 0.3 psi

PIP: 95.1 psi

PWF: 174 psi

Nivel: 4030 ft

Bomba: 30-325-THO-24-3-6 (soft)

Profundidad Bomba: 4026 ft

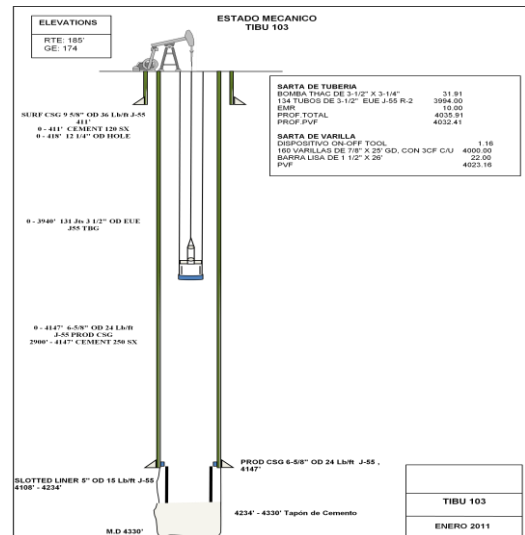
Profundidad total del pozo: 4330 ft

Ancla: NO

Tope de perforación: 4108 ft

Fondo de perforación: 4234 ft

Varilla: Grado: E, diámetro: 0,875, longitud: 3989 ft



Fuente: Ecopetrol S.A



FICHA TÉCNICA

UIS-5

CARACTERISTICAS GENERALES

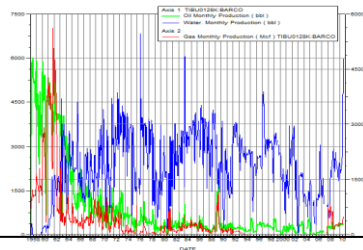
BFPD: 220

BSW: 96

BOPD: 9

Corte de agua:
96%

API: 33



SUPERFICIE:



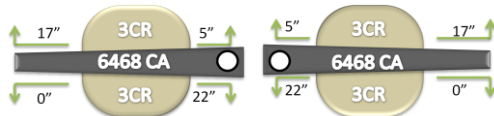
Tipo de UBM: 25-150-RWAC-12-3

Marca: LUFKIN

Recorrido original: 27-41-54

SPM: 8.41

Tipo de motor: Eléctrico



SUBSUELO

THP: 100 psi

CHP: 0 psi

PIP: 551.6 psi

PWF: 409 psi

Nivel: 2797 psi

Bomba: 25-150-RWAC-12-3

Profundidad Bomba: 4350 ft

Profundidad total del pozo: 8705 ft

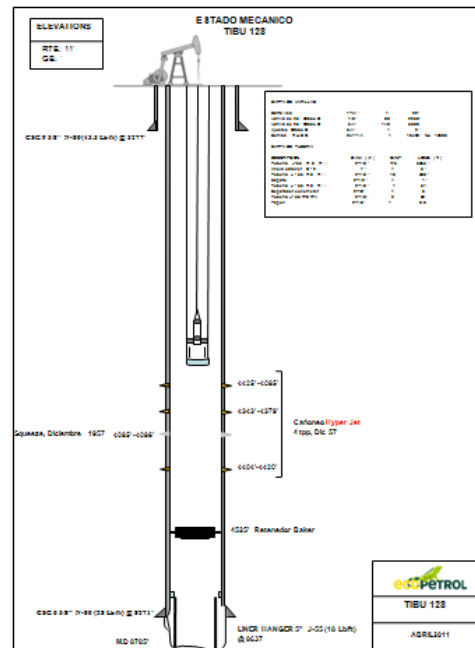
Ancla: NO

Tope de perforación: 4085 ft

Fondo de perforación: 4420 ft

Varilla: Grado: D, diámetro: 0,875, longitud: 1537 ft

Grado: D, diámetro: 0,75, longitud: 2812 ft



Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-6



FICHA TÉCNICA

UIS-6

CARACTERISTICAS GENERALES

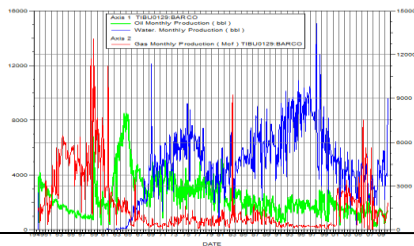
BFPD: 391

BSW: 89

BOPD: 43

Corte de agua: 89%

API: 31



SUPERFICIE:



Tipo de UBM: A640-427-144

Marca: LUFKIN

Recorrido original: 101-121-144

SPM: 7.96

Tipo de motor: Eléctrico

SUBSUELO

THP: 90 psi

CHP: 0.8 psi

PIP: 376.2 psi

PWF: 15 psi

Nivel: 3868 ft

Bomba: 25-225-THC-16-3-3-1

Profundidad Bomba: 4042 ft

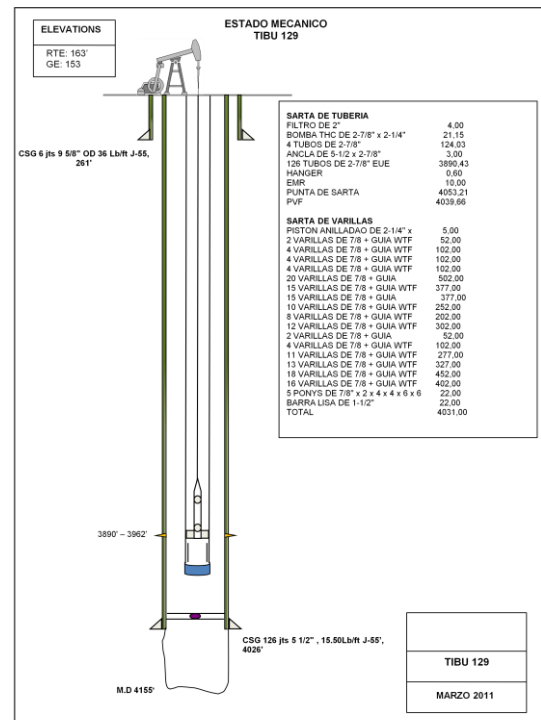
Profundidad total del pozo: 4155 ft

Ancla: 3910 ft

Tope de perforación: 3890 ft


Fondo de perforación: 3962 ft

Varilla: Grado: E, diámetro: 0,875, longitud: 4025 ft



Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-7

	FICHA TÉCNICA
	UIS-7

CARACTERISTICAS GENERALES

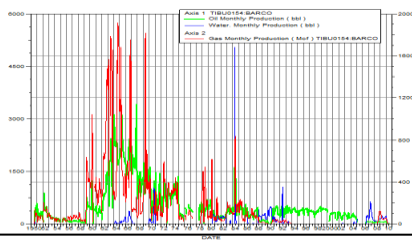
BFPD: 19

BSW: 89

BOPD: 2

Corte de agua: 89%

API: 31



SUPERFICIE:



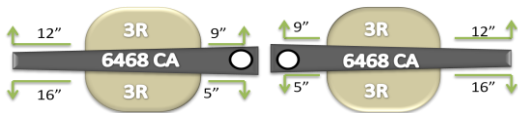
Tipo de UBM: C-160-170-54 A

Marca: LUFKIN

Recorrido: 27-41-54

SPM: 9.73

Tipo de motor: Eléctrico



SUBSUELO

THP: 0 psi

CHP: 0.3 psi

PIP: 1532.4 psi

PWF: 785.8 psi

Nivel: 1920.46 ft

Bomba: 25-150-RWAC-12-3

Profundidad Bomba: 4232 ft

Profundidad total del pozo: 4538 ft

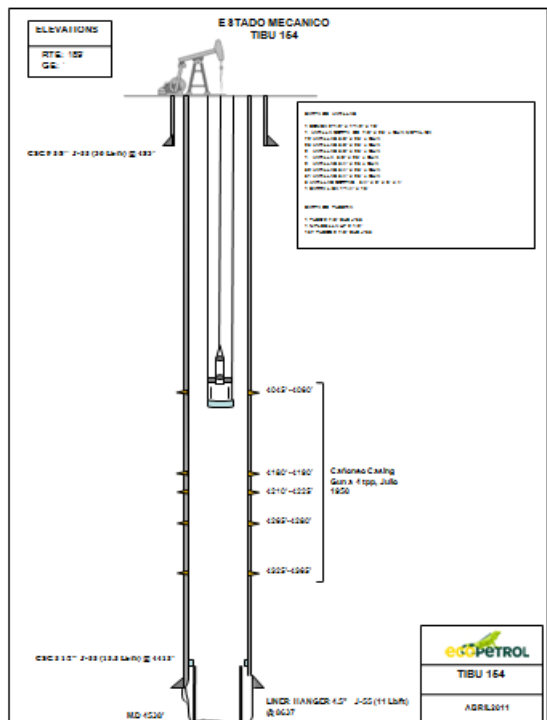
Ancla: NO

Tope de perforación: 4045 ft

Fondo de perforación: 4365 ft

Varilla: Grado: D, diámetro: 0,75, longitud: 1658 ft

Grado: D, diámetro: 0,625, longitud: 2560 ft



Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-8



FICHA TÉCNICA

UIS-8

CARACTERISTICAS GENERALES

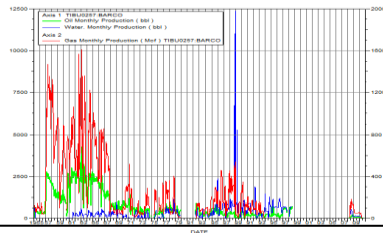
BFPD: 86

BSW: 98

BOPD: 2

Corte de agua: 98%

API: 31



SUPERFICIE:



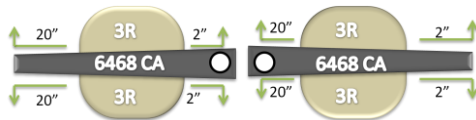
Tipo de UBM: C-160-170-54A

Marca: LUFKIN

Recorrido: 27-41-54

SPM: 9.73

Tipo de motor: Eléctrico



SUBSUELO

THP: 95 psi

CHP: Válvula cerrada

PIP: Tiene empaque a 4131 ft

PWF: Tiene empaque a 4131 ft

Nivel: Tiene empaque a 4131 ft

Bomba: 25-150-RWBC-12-3

Profundidad Bomba: 4111 ft

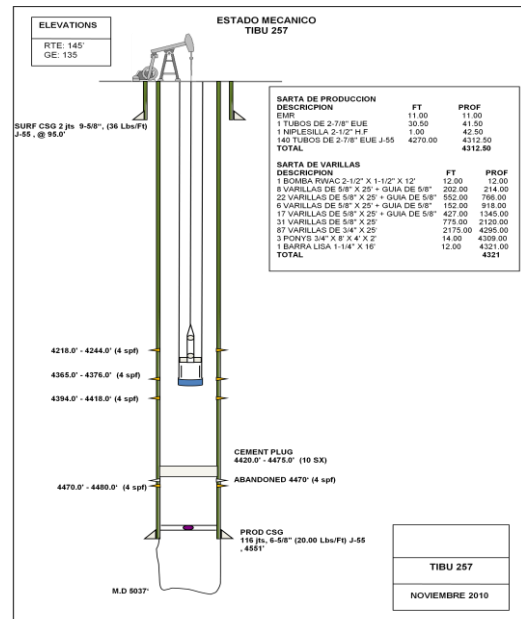
Profundidad total del pozo:

Ancla: Empaque TS1X@4131

Tope de perforación: 4218 ft

Fondo de perforación: 4418 ft

Varilla: Grado: D, diámetro: 0,75, longitud: 4111 ft



Fuente: Ecopetrol S.A



UIS-9



FICHA TÉCNICA

UIS-9

CARACTERISTICAS GENERALES

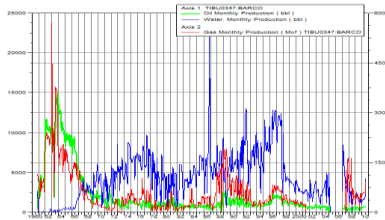
BFPD: 250

BSW: 92

BOPD: 20

Corte de agua: 92%

API: 30



SUBSUELO

THP: 100 psi

CHP: 0 psi

PIP: 0 psi

PWF: 190 psi

Nivel: 4174,36 ft

Bomba: 25-200-RWAC-20-3 VAG

Profundidad Bomba: 4255 ft

Profundidad total del pozo: 4953 ft

Ancla: NO

Varilla: Grado: D, diámetro: 0,875, longitud: 4230 ft

SUPERFICIE:



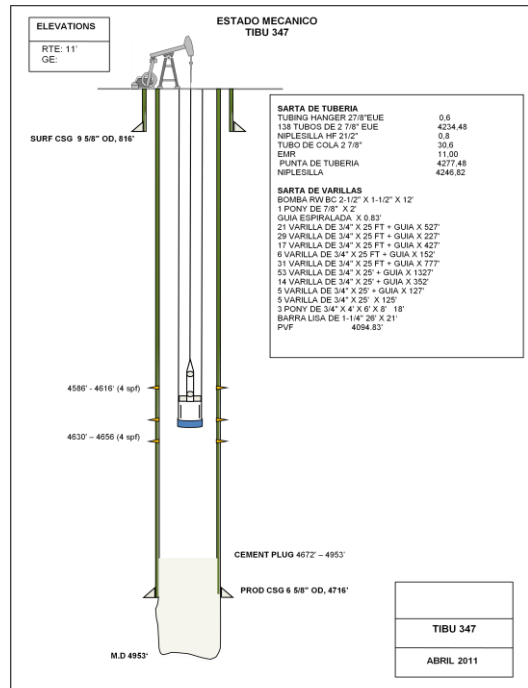
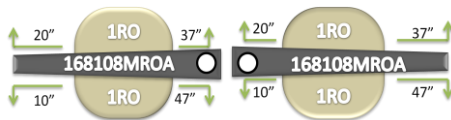
Tipo de UBM: M-456-305-168

Marca: LUFKIN

Recorrido: 131-149-168


SPM: 9.05

Tipo de motor: Eléctrico



Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-10

	FICHA TÉCNICA
	UIS-10

CARACTERISTICAS GENERALES

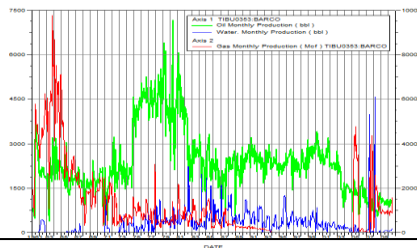
BFPD: 40

BSW: 14

BOPD: 34

Corte de agua: 14%

API: 30



SUPERFICIE:



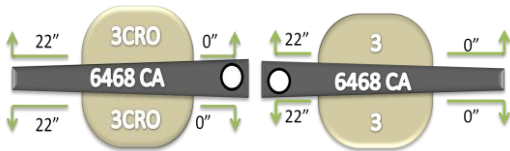
Tipo de UBM: C-160-170-54 A

Marca: LUFKIN

Recorrido: 27-41-54

SPM: 12.5

Tipo de motor: Eléctrico



SUBSUELO

THP: 70 psi

CHP: 0.3 psi

PIP: 212.5 psi

PWF: 459 psi

Nivel: 3051 ft

Bomba: 25-150-RWAC-18-3

Profundidad Bomba: 4370 ft

Profundidad total del pozo: 4972 ft

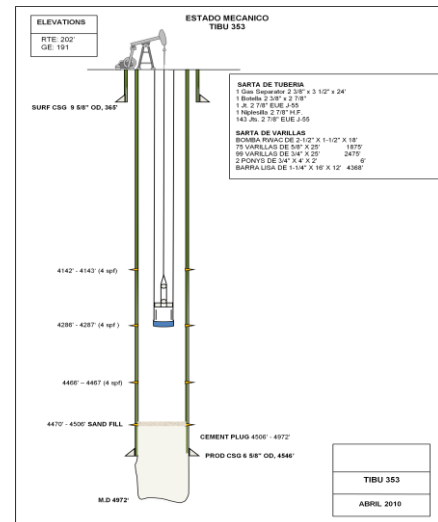
Ancla: NO

Tope de perforación: 4142 ft

Fondo de perforación: 4467 ft


Varilla: Grado: D, diámetro: 0,75 longitud: 2481 ft.

Grado: D, diámetro: 0,625, longitud: 1875 ft



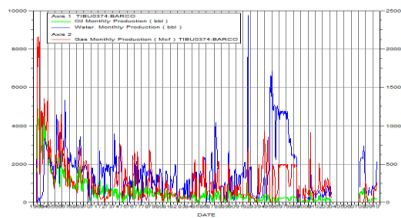
Fuente: Ecopetrol S.A

UIS-11

	FICHA TÉCNICA
	UIS-11

CARACTERISTICAS GENERALES

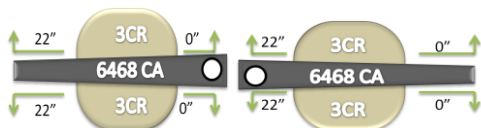
- BFPD:** 71
- BSW:** 93
- BOPD:** 5
- Corte de agua:** 93%
- API:** 32



SUPERFICIE:

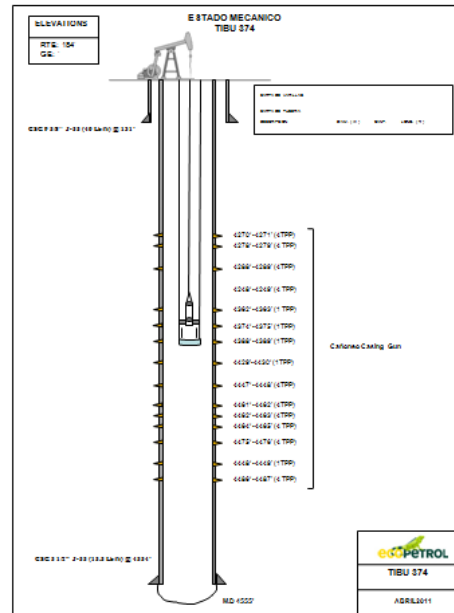


- Tipo de UBM:** C-160-170-54^a
- Marca:** LUFKIN
- Recorrido:** 27-41-54
- SPM:** 10.59
- Tipo de motor:** Eléctrico



SUBSUELO

- THP:** 80 psi
- CHP:** 0 psi
- PIP:** 2331.2 psi
- PWF:** Tiene empaque
- Nivel:** Tiene empaque
- Bomba:** 25-175-RHAC-12-3-0.5-0.5
- Profundidad Bomba:** 4089 ft
- Profundidad total del pozo:** 4555 ft
- Ancla:** Empaque a 3904 ft (6-5/8")
- Tope de perforación:** 4270 ft
- Fondo de perforación:** 4487 ft



Fuente: Ecopetrol S.A

ANEXO 3. PROCEDIMIENTO PREVIOS PARA EL CÁLCULO DEL GRADIENTE DE PRESIÓN TOTAL EN UNA TUBERÍAS VERTICALES CON FLUJO MULTIFÁSICO PARA EL POZO UIS-4

Antes de realizar el cálculo de gradiente de presión total se requiere determinar, el hold up, el número de Reynolds y factor de fricción. El procedimiento que se sugiere se describe a continuación:

1 El primer paso que se debe realizar es determinar la velocidad superficial bifásica que presenta el pozo

- **Velocidad superficial Bifásica, (ft/seg)**

$$V_m = V_{sL} + V_{sg} \quad \text{Ecuación 40}$$

- Velocidad Superficial del gas $V_{sg} = \frac{q_g}{A} = \frac{(q_L RGL - q_o R_s) B_g}{86400 A_t}$ **Ecuación 41**

- Velocidad Superficial del liquido $V_{sL} = \frac{q_L}{A} = \frac{5,615(q_o B_o + q_w B_w)}{86400 A_t}$ **Ecuación 42**

2 El siguiente cálculo a realizar es determinar el hold up (relación del volumen de liquido en un segmento de tubería con el volumen del segmento de tubería, expresada como HL). Para conocerlo se debe calcular previamente algunas propiedades de la mezcla multifásica para luego poder hallar el Hold up mediante tres graficas desarrolladas por Hagedorn & Brown. Los cálculos para determinar las propiedades se realizan por medio de las siguientes ecuaciones:

- **Fracción de líquido sin deslizamiento:**

$$\lambda_L = \frac{Q_L}{Q_L + Q_g} = \frac{V_{sL}}{V_m} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$\lambda_g = 1 - \lambda_L \quad \text{Ecuación 44}$$

- **Densidad Bifásica sin deslizamiento, (lbm/ft³)**

$$\rho_n = \rho_l * \lambda_L + \rho_n * \lambda_g \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

$$\rho_l = \rho_o * F_o + \rho_w * F_w \quad \text{Ecuación 46}$$

$$F_o = \frac{q_o B_o}{q_o B_o + q_w B_w} \quad \text{Ecuación 47}$$

$$F_w = 1 - F_o \quad \text{Ecuación 48}$$

- **Viscosidad, (cp)**

$$\mu_L = F_o \mu_o + F_w \mu_w \quad \text{Ecuación 49}$$

Para nuestro caso base (UIS-4) se debe obtener alguna información de yacimiento, y producción para calcular la viscosidad, densidad, velocidad, factor de fricción de la mezcla, los cuales son necesarios para hallar las pérdidas de presión.

Los cálculos se realizaran para cada uno de las fechas que se tienen.

Tabla. Información de Requerida para UIS-4

Propiedades	Datos
Bo. (Rb/STB)	1,21
Bw (Rb/STB)	1,0107
μ_o (cp.)	3,712
μ_w (cp.)	0,486
μ_g (cp.)	0,01535
Di (ft)	0,203
At (in ²)	0,0324
Prof. tubería (ft)	4064

Producción	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
Qo, bbl/d	14,5	15	15
Qw, bbl/d	172	175	523
Qg, bbl/d	6585	6885	5808

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

Con la información recopilada y con las **Ecuaciones 40 a 46**, se procede hallar las propiedades para la mezcla bifásica. Los resultados obtenidos son:

Tabla. Propiedades de la mezcla bifásica

Propiedades de la mezcla	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
Densidad, Lb/ft ³	52,817	52,815	52,935
Velocidad, ft/seg	13,541	14,148	12,69
Viscosidad, cp.	0,045	0,045	0,077

Fuente: Autores

3 Con las propiedades previamente determinadas se da paso a calcular los números adimensionales para luego ingresar a la figura correspondiente y determinar el HL.

- Numero velocidad del liquido: $NLV = 1,938V_{sL} \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l}\right)^{.25}$ **Ecuación 50**

- Numero velocidad del gas: $NGV = 1,938V_{sg} \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l}\right)^{.25}$ **Ecuación 51**

- Numero diámetro de la tubería: $ND = 120,872 * d \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l}\right)^{.5}$ **Ecuación 52**

- numero viscosidad del liquido: $NL = 0,15726\mu_l \left(\frac{1}{\sigma_l^3 * \rho_l}\right)^{.25}$ **Ecuación 53**

Los resultados obtenidos fueron:

Tabla. Resultados de los Números Adimensionales

	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
NLv	0,86868987	0,88495207	2,510703179
Ngv	30,6719721	32,0678683	27,10439417
Nd	35,5166855	35,5134513	35,65223667
NL	0,00346384	0,00348391	0,002622955

Fuente: Autores

4

Al hallar los números adimensionales se procede a determinar el hold up de líquido siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Encontrar CN_L de la **Figura 136 a**

2. Calcular

$$\bar{X}_{H_L} = \frac{N_{Lv}(CN_L)P^{0,1}}{N_d N_{gv}^{0,575} P_a^{0,1}}$$

Ecuación 54

Donde P_a = a la presión base (14,7 psia)

3. Encontrar $\left(\frac{H_L}{\psi}\right)$ de la **Figura 136 b**

4. Calcular

$$\bar{X}_{\psi} = \frac{N_{gv}(N_L^{0,38})}{N_d^{2,14}}$$

Ecuación 55

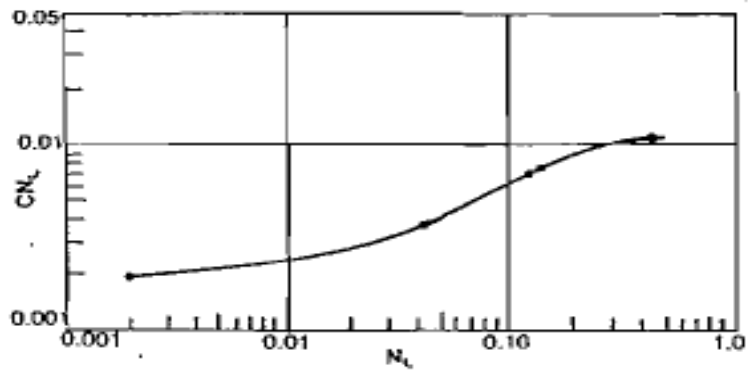
5. Encontrar ψ de la **Figura 136 c**

6. Calcular

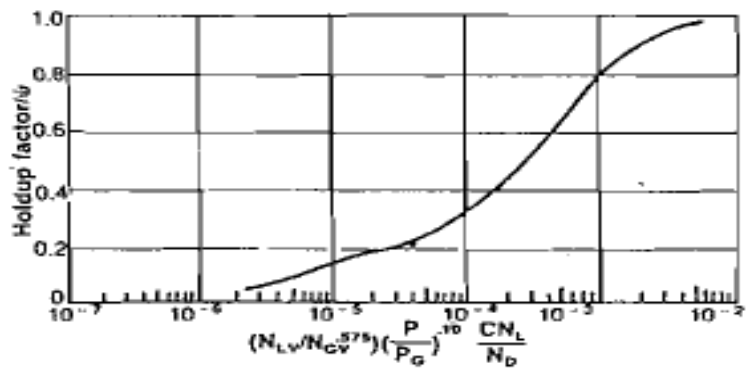
$$H_L = \left(\frac{H_L}{\psi}\right) * \psi$$

Ecuación 56

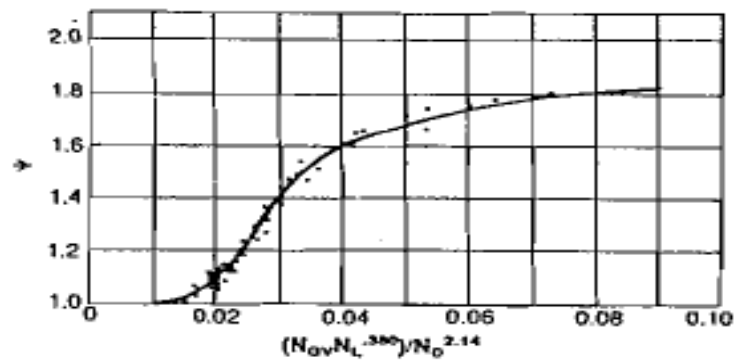
Correlación del Holdup por Hagedorn & Brown



(a) Correlation for Viscosity Number Coefficient



(b) Holdup Factor Correlation



(c) Correlation for Secondary Correction Factor

Fuente: Tomada de BEGGS, H. Dale. Optimización de la Producción usando Análisis Nodal. Tulsa, Oklahoma: OGCI y Publicaciones Petrokills, 1991.

5

Una vez se determino el HL, se puede calcular el Número de Reynolds y el factor de fricción.

- **Numero de Reynolds**

$$N_{Re} = \frac{1488dV_m\rho_n}{\mu_m} \quad \text{Ecuación 57}$$

$$\mu_m = \mu_L^{H_L} + \mu_g^{(1-H_L)} \quad \text{Ecuación 58}$$

- **Factor de fricción:** Este factor para flujo bifásico se calcula utilizando el diagrama de Moody o se recomienda la correlación de Jain⁵⁵.

$$f = \left\{ 1,14 - 2 \log \left(\frac{\varepsilon}{d} + \frac{21,25}{N_{Re}^{0,9}} \right) \right\}^{-2} \quad \text{Ecuación 59}$$

Los valores típicos y recomendados para ε (factor de rugosidad)

La rugosidad absoluta para tuberías de acero al carbón, con el cual se fabrican la mayoría de las tuberías para el transporte de crudo en la industria del petróleo, está en el orden de:

$\varepsilon = 0,0007$ in para tuberías nuevas

$\varepsilon = 0,0015$ in para tuberías usadas.

Los resultados que se obtuvieron muestran que para las tres fechas seleccionadas el hold up, el número de Reynolds y el factor de fricción no varían drásticamente.

Tabla. Resultados de Hold up, Numero de Reynolds y Factor de Fricción.

⁵⁵ Ecuación explícita para determinar el factor de fricción. Se emplea para un rango de rugosidad relativa entre 10^{-6} y 10^{-2} y un rango de número de Reynolds entre 5×10^3 y 10^8 .

	Fecha 1	Fecha 2	Fecha 3
HL	0,25	0,25	0,25
Nre	1,90E+07	1,98E+07	1,94E+07
f	0,03424423	0,0342439	0,034244089

Fuente: Autores

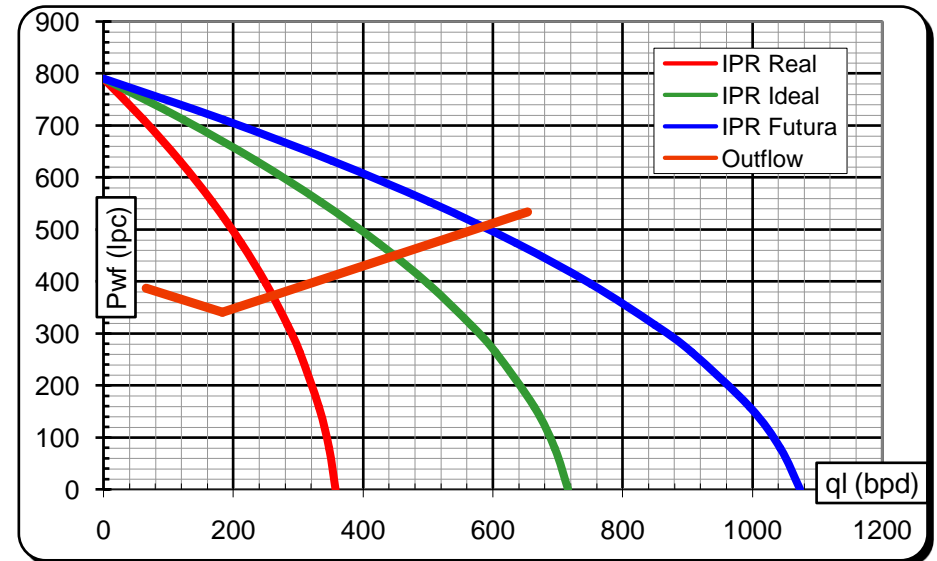
Este procedimiento se realizó para cada uno de los pozos faltantes y así determinar el gradiente de presión total y hallar la curva outflow para cada pozo.

ANEXO 4. DATA PARA CURVAS INFLOW Y OUTFLOW

UIS-1

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,815		Jideal=1,631		Jfutura=2,446	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	qi	IPR Real	Qi	IPR Ideal	Qi	IPR Futura
1,00	0	790	0	790	0	790
0,90	62	711	123	711	185	711
0,80	117	632	235	632	352	632
0,70	167	553	335	553	502	553
0,60	212	474	424	474	636	474
0,50	251	395	501	395	752	395
0,40	283	316	567	316	850	316
0,33	302	263,33	604	263,33	907	263,33
0,20	332	158	664	158	996	158
0,10	348	79	696	79	1044	79
0,00	358	0	716	0	1074	0
	qmax-qb=	358	qmax-qb=	716	qmax-qb=	1074
	qmax=	358	qmax=	716	qmax=	1074

CURVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
110	7115	1789,44754	2050,14754	370,7	254,48
110	6629	1667,21683	1898,51683	341,3	183,45
70	6186	1555,80077	1872,80077	387	66

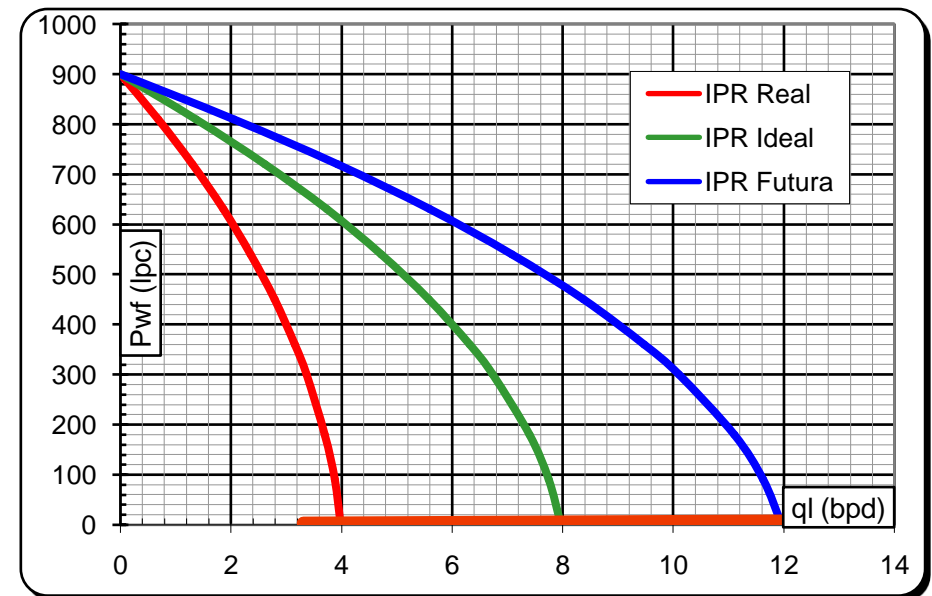


Fuente: Autores.

UIS-2

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,008		Jideal=0,016		Jfutura=0,024	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	Ql	IPR Futura
1,00	0	900	0	900	0	900
0,90	1	810	1	810	2	810
0,80	1	720	3	720	4	720
0,70	2	630	4	630	6	630
0,60	2	540	5	540	7	540
0,50	3	450	6	450	8	450
0,40	3	360	6	360	9	360
0,33	3	300	7	300	10	300
0,20	4	180	7	180	11	180
0,10	4	90	8	90	12	90
0,00	4	0	8	0	12	0
	qmax-qb=	4	qmax-qb=	8	qmax-qb=	12
	qmax=	4	qmax=	8	qmax=	12

CURVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
120	3660	2071,13148	1953,83148	2,7	3,3
70	3407	1927,9631	1860,8631	2,9	3,8
100	3354	1897,97131	1801,07131	3,1	4,1

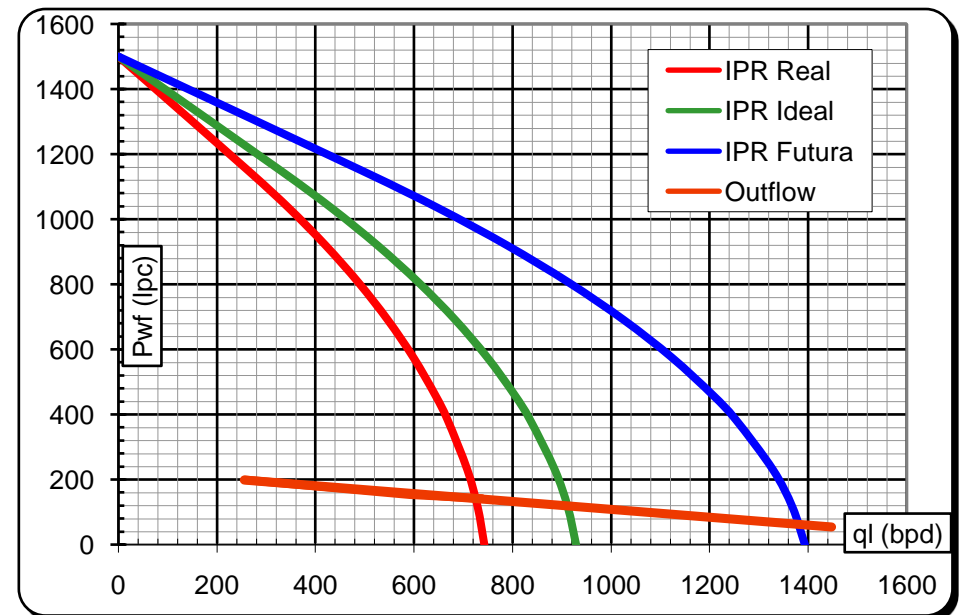


Fuente: Autores.

UIS-3

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,751		Jideal=0,939		Jfutura=1,409	
	EF=0,80		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pb	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	Ql	IPR Futura
	0	1500	0	1500	0	1500
1,00	263	1150	329	1150	493	1150
0,90	346	1035	432	1035	648	1035
0,80	420	920	526	920	788	920
0,70	488	805	610	805	914	805
0,60	547	690	684	690	1026	690
0,50	599	575	749	575	1123	575
0,40	643	460	804	460	1206	460
0,33	668	383,33	836	383,33	1253	383,33
0,20	709	230	886	230	1329	230
0,10	730	115	912	115	1368	115
0,00	743	0	929	0	1393	0
	qmax-qb=	480	qmax-qb=	600	qmax-qb=	900
	qmax=	743	qmax=	929	qmax=	1393

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	ΔPft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
65	15283	1842,2603	1919,1603	141,9	737
60	14921	1798,6237	1892,5237	153,9	591,65
90	15784	1902,6524	2012,0524	199,4	256

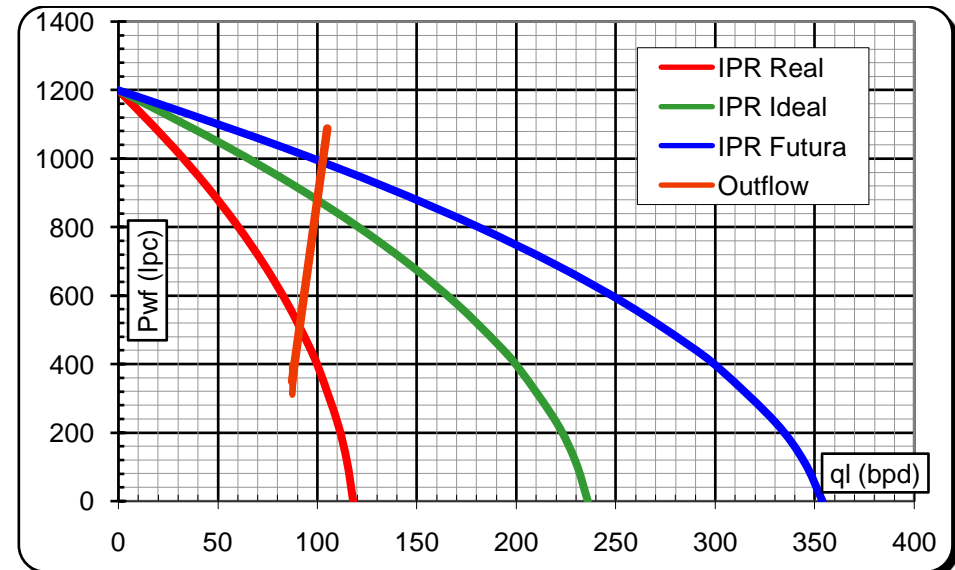


Fuente: Autores.

UIS-5

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,171		Jideal=0,342		Jfutura=0,514	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pb	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	ql	IPR Futura
	0	1200	0	1200	0	1200
1,00	9	1150	17	1150	26	1150
0,90	27	1035	55	1035	82	1035
0,80	44	920	89	920	133	920
0,70	60	805	119	805	179	805
0,60	73	690	147	690	220	690
0,50	85	575	170	575	255	575
0,40	95	460	190	460	286	460
0,33	101	383,333	202	383,33	303	383,333
0,20	110	230	220	230	330	230
0,10	115	115	230	115	345	115
0,00	118	0	236	0	354	0
	qmax-qb=	109	qmax-qb=	219	qmax-qb=	328
	qmax=	118	qmax=	236	qmax=	354

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
100	3307	1871,37481	2167,27481	395,9	86
110	2936	1661,43225	1860,53225	309,1	87
100	2501	1415,27318	1786,27318	471	90



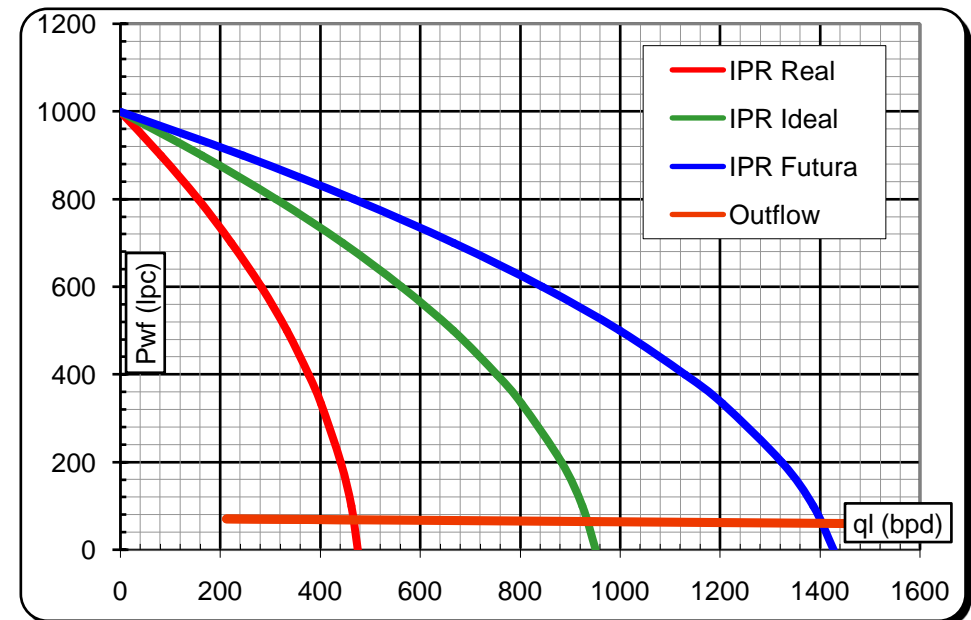
Fuente: Autores.

UIS-6

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,856		Jideal=1,712		Jfutura=2,568	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	ql	IPR Futura
1,00	0	1000	0	1000	0	1000
0,90	82	900	164	900	245	900
0,80	156	800	312	800	468	800
0,70	223	700	445	700	668	700
0,60	282	600	563	600	845	600
0,50	333	500	666	500	999	500
0,40	377	400	753	400	1130	400
0,33	402	333,33	803	333,33	1205	333,33
0,20	441	200	883	200	1324	200
0,10	462	100	924	100	1387	100
0,00	476	0	951	0	1427	0
	qmax-qb=	476	qmax-qb=	951	qmax-qb=	1427
	qmax=	476	qmax=	951	qmax=	1427

Fuente: Autores.

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
98	7968	2003,98004	1927,98004	22	180,6
70	7395	1859,86853	1860,16853	70,3	212,1
80	6284	1580,44812	1568,64812	68,2	537,6

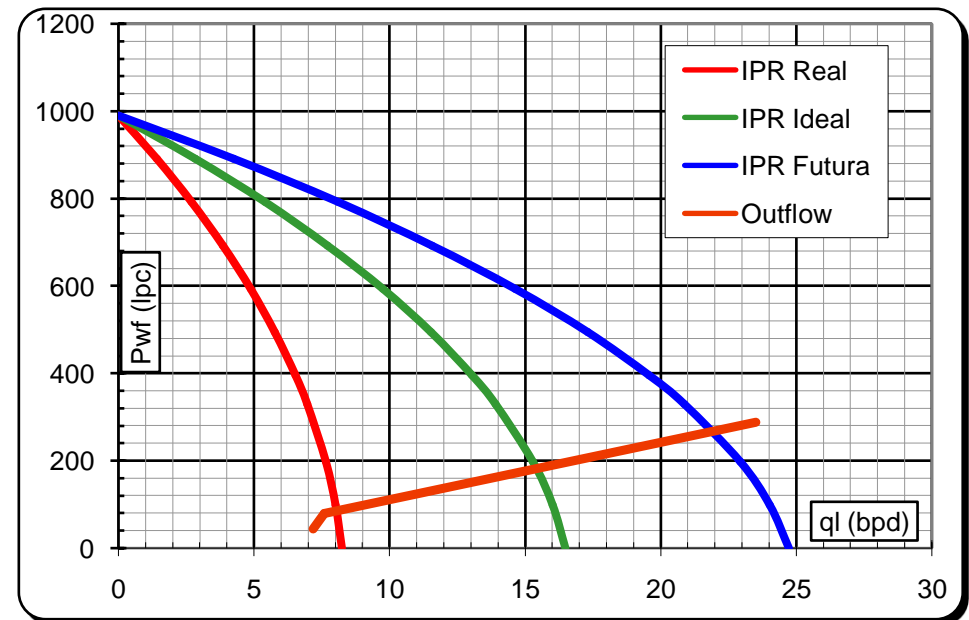


UIS-7

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,015		Jideal=0,030		Jfutura=0,045	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	Ql	IPR Real	Ql	IPR Ideal	Ql	IPR Futura
1,00	0	990	0	990	0	990
0,90	1	891	3	891	4	891
0,80	3	792	5	792	8	792
0,70	4	693	8	693	12	693
0,60	5	594	10	594	15	594
0,50	6	495	12	495	17	495
0,40	7	396	13	396	20	396
0,33	7	330	14	330	21	330
0,20	8	198	15	198	23	198
0,10	8	99	16	99	24	99
0,00	8	0	16	0	25	0
	qmax-qb=	8	qmax-qb=	16	qmax-qb=	25
	qmax=	8	qmax=	16	qmax=	25

Fuente: Autores.

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
90	3569	2019,63614	1974,13614	44,5	7
100	3596	2034,91498	2014,61498	79,7	7,6
90	3248	1837,98772	1839,48772	91,5	8,56

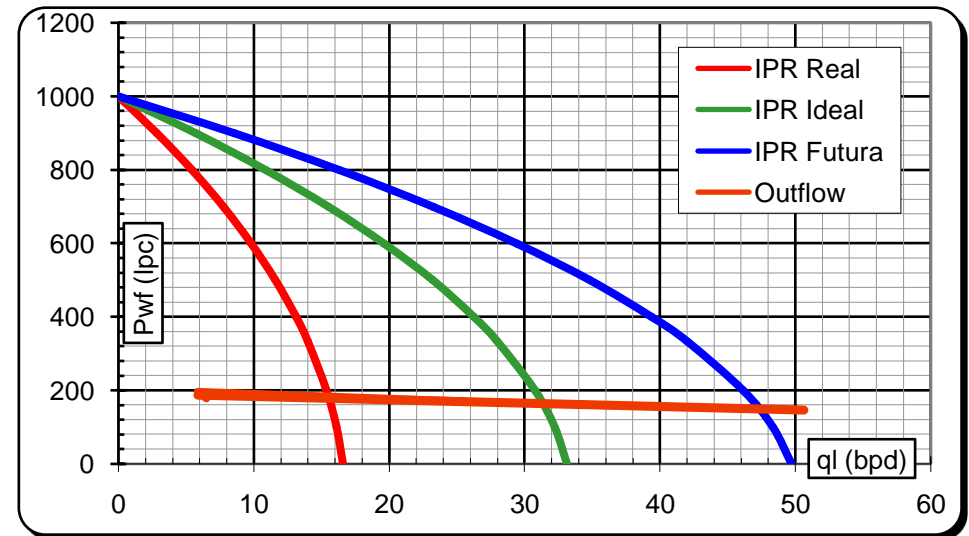


UIS-8

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,030		Jideal=0,060		Jfutura=0,089	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	ql	IPR Futura
1,00	0	1000	0	1000	0	1000
0,90	3	900	6	900	9	900
0,80	5	800	11	800	16	800
0,70	8	700	16	700	23	700
0,60	10	600	20	600	29	600
0,50	12	500	23	500	35	500
0,40	13	400	26	400	39	400
0,33	14	333,333	28	333,33	42	333,333
0,20	15	200	31	200	46	200
0,10	16	100	32	100	48	100
0,00	17	0	33	0	50	0
	qmax-qb=	17	qmax-qb=	33	qmax-qb=	50
	qmax=	17	qmax=	33	qmax=	50

Fuente: Autores.

CURVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
100	3383	1914,38191	1983,95191	169,57	25
90	3284	1858,35951	1963,95951	195,6	5,8
110	3349	1895,1419	1964,1119	178,97	6,5

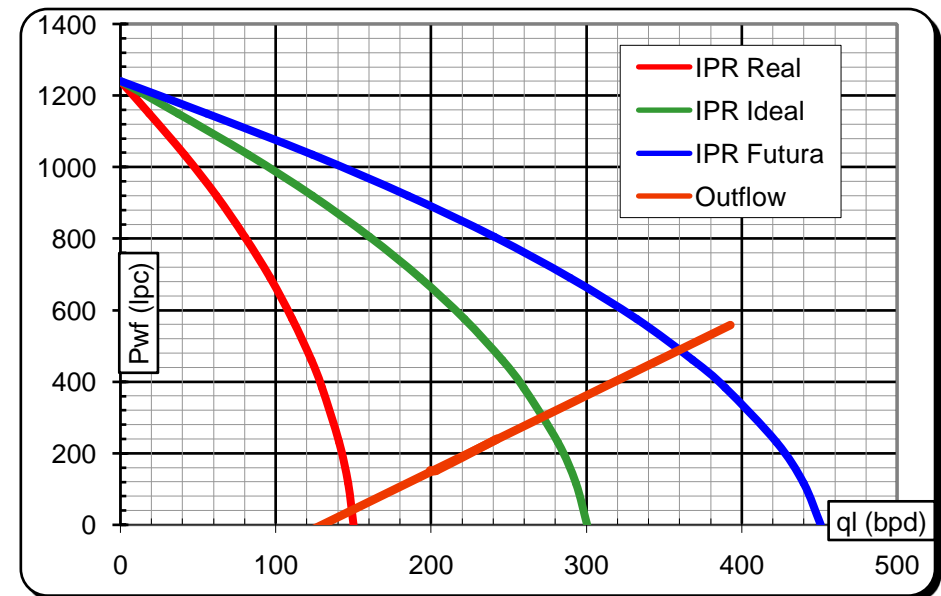


UIS 9

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,206		Jideal=0,412		Jfutura=0,619	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pb	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	ql	IPR Futura
	0	1240	0	1240	0	1240
1,00	19	1150	23	1150	35	1150
0,90	41	1035	52	1035	77	1035
0,80	62	920	77	920	116	920
0,70	80	805	100	805	150	805
0,60	97	690	121	690	181	690
0,50	111	575	138	575	208	575
0,40	123	460	154	460	230	460
0,33	130	383,333	162	383,33	243	383,333
0,20	141	230	176	230	264	230
0,10	147	115	183	115	275	115
0,00	150	0	188	0	282	0
	qmax-qb=	132	qmax-qb=	165	qmax-qb=	247
	qmax=	150	qmax=	188	qmax=	282

Fuente: Autores.

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
110	6355	2022,8546	2112,4446	199,59	120
50	5105	1624,96817	1778,25817	203,29	203,29
90	5983	1904,4436	2057,0936	242,65	242,65

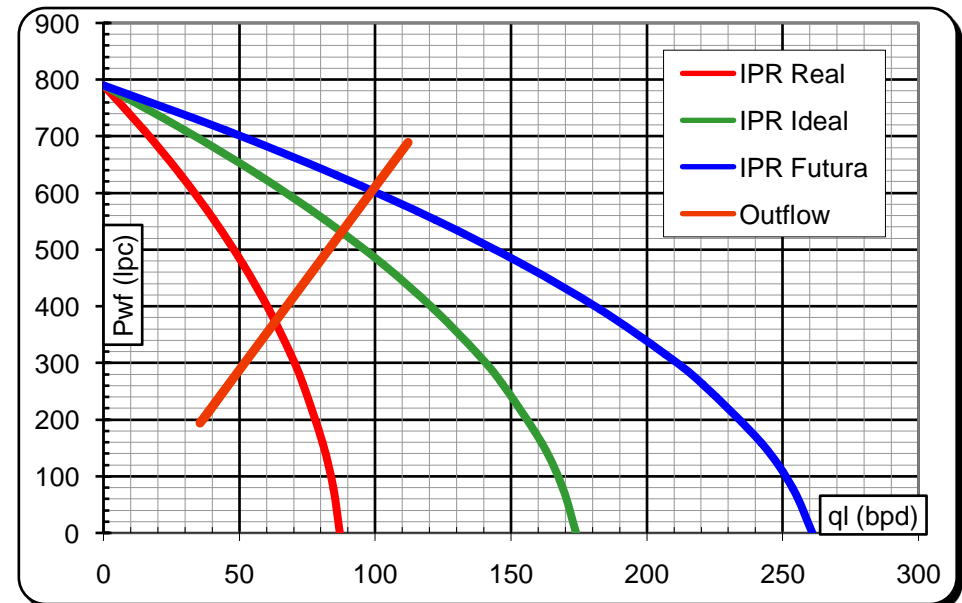


UIS-10

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,198		Jideal=0,396		Jfutura=0,595	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
	Pwf / Pws	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	ql
1,00	0	790	0	790	0	790
0,90	15	711	30	711	45	711
0,80	29	632	57	632	86	632
0,70	41	553	81	553	122	553
0,60	51	474	103	474	154	474
0,50	61	395	122	395	183	395
0,40	69	316	138	316	207	316
0,33	73	263,333	147	263,33	220	263,333
0,20	81	158	161	158	242	158
0,10	85	79	169	79	254	79
0,00	87	0	174	0	261	0
	qmax-qb=	87	qmax-qb=	174	qmax-qb=	261
	qmax=	87	qmax=	174	qmax=	261

Fuente: Autores.

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	ΔPft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
50	3963	2242,59401	2389,69401	197,1	35
115	3210	1816,48417	1903,98417	202,5	37
50	3465	1960,78431	2212,08431	301,3	52

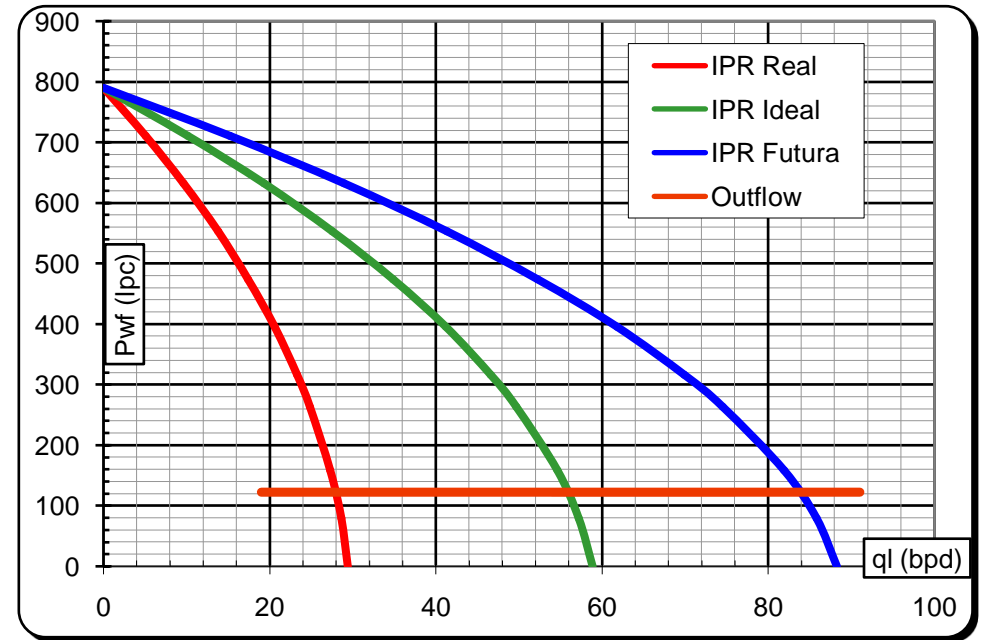


UIS-11

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,067		Jideal=0,134		Jfutura=0,201	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	ql	IPR Futura
1,00	0	790	0	790	0	790
0,90	5	711	10	711	15	711
0,80	10	632	19	632	29	632
0,70	14	553	28	553	41	553
0,60	17	474	35	474	52	474
0,50	21	395	41	395	62	395
0,40	23	316	47	316	70	316
0,33	25	263,333	50	263,33	75	263,333
0,20	27	158	55	158	82	158
0,10	29	79	57	79	86	79
0,00	29	0	59	0	88	0
	qmax-qb=	29	qmax-qb=	59	qmax-qb=	88
	qmax=	29	qmax=	59	qmax=	88

Fuente: Autores.

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
70	5188	2156,91471	2209,53471	122,62	213,83
80	5100	2120,32865	2162,32865	122	55,44
75	5123	2129,89092	2177,39092	122,5	76

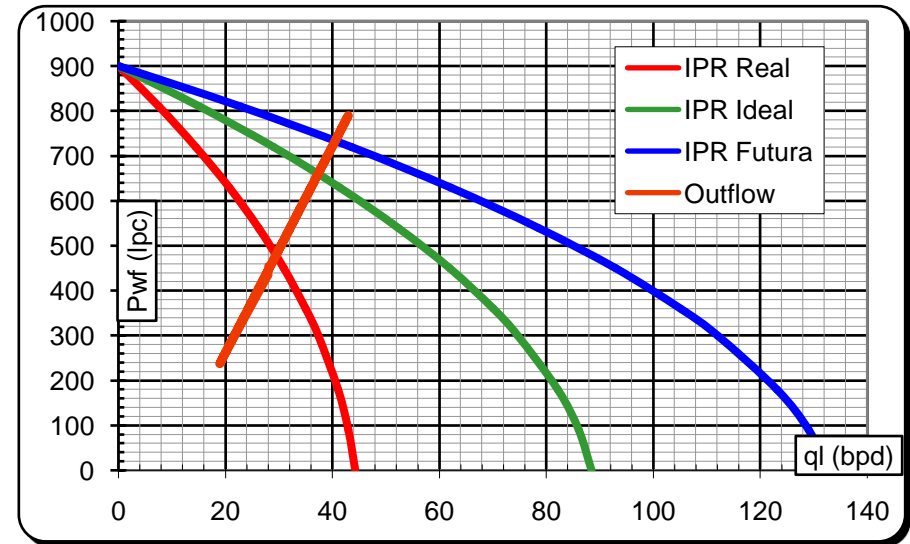


UIS-12

CURVAS DE OFERTA						
VALORES ASUMIDOS	Jreal=0,089		Jideal=0,177		Jfutura=0,266	
	EF=0,50		EF=1,00		EF=1,50	
Pwf / Pws	ql	IPR Real	ql	IPR Ideal	Ql	IPR Futura
1,00	0	900	0	900	0	900
0,90	8	810	15	810	23	810
0,80	15	720	29	720	44	720
0,70	21	630	41	630	62	630
0,60	26	540	52	540	79	540
0,50	31	450	62	450	93	450
0,40	35	360	70	360	105	360
0,33	37	300	75	300	112	300
0,20	41	180	82	180	123	180
0,10	43	90	86	90	129	90
0,00	44	0	89	0	133	0
	qmax-qb=	44	qmax-qb=	89	qmax-qb=	133
	qmax=	44	qmax=	89	qmax=	133

Fuente: Autores.

CUVA DE DEMANDA					
Pwh (Psi)	Fo (lb)	Pfo (Psi)	Δ Pft (Psi)	Pwf (Psi)	Q (STB/D)
150	3705	2096,59621	2183,99621	237,4	19
180	3914	2214,86574	2469,56574	434,7	28
150	3172	1794,98062	2099,98062	455	28

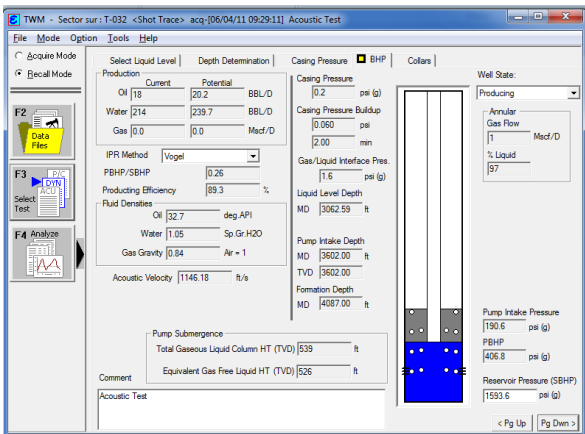


ANEXO 5. ANÁLISIS DE PRUEBA ACÚSTICA, CARTAS DINAMOMÉTRICAS, PRUEBA DE VÁLVULAS Y TORQUE

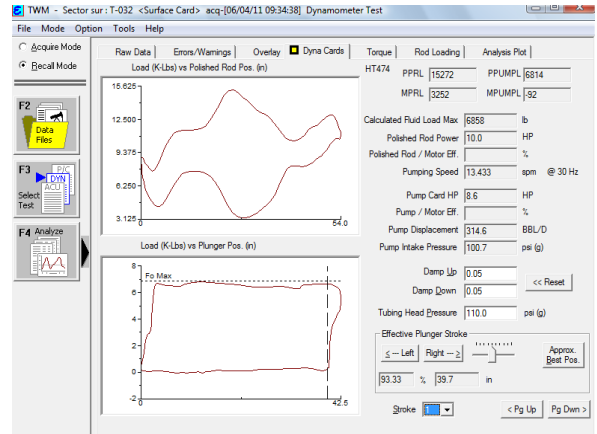
UIS-1

FECHA: 06-04-2011	WELLBORE	PRESIONES
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1593.6
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 6.625 in	PRESION TUBING: 110 Psi
API: C-160D-200-74	PUMP	PRESION CASING: 0.2 Psi
STROKE LENGTH: 54	DIAM. PISTON: 2.25 in	PRESION INTAKE BOMBA: 100.7 Psi
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 3602 ft	SPM: 13.43

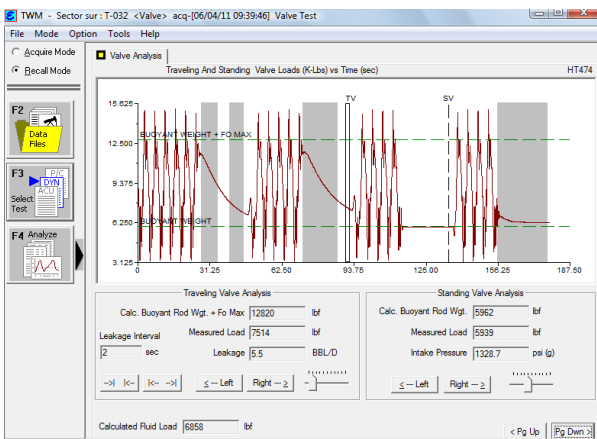
NIVEL DE SUMERGENCIA



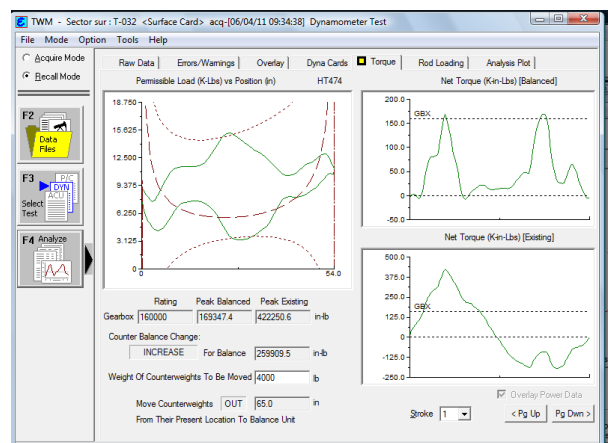
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES: Pozo fluye por baches. Anular abierto

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica nos indica que el pozo está operando a buenas condiciones, con una eficiencia de llenado de 81%. Los barriles desplazados por la bomba son 286 BFPD. La inclinación de la carta de fondo hacia la derecha indica que el ancla no está sujetando totalmente. El barril de la bomba podría estar doblado o el embolo puede estar pegado.

Las cargas máximas calculadas por la carta de superficie son de 15272 lbs., y la capacidad que tiene la unidad de bombeo es de 20000 lbs., y una longitud de carrera máxima de 74 in, por lo tanto la carga estructural es de 76,4%, lo que indica que tiene capacidad para soportar más carga si es necesario realizar alguna modificación de diseño. El factor de diseño considerado es de 0,85, por lo tanto los porcentajes de esfuerzos en la sarta sometida a las cargas se encuentran en el rango permitido. Para la varillas de 7/8 in tiene 89% y para las de 3/4 in es de 92,6 esto nos da un indicio de que puede existir un riesgo de ruptura por tensión a futuro, lo cual permite deducir que existen alta fricción en la última sección de la sarta de varillas.

En la prueba de válvulas, se observa que la válvula fija presenta escurrimiento de fluidos que se pueden producir por problemas en el asiento o bola de la válvula viajera, desgaste en el pistón o desgaste en el barril, generando una pérdida de 13 BFPD aproximadamente.

El nivel de fluido esta 2805 ft (797 FOP) lo cual corresponde a una presión de entrada de 317psi. Este nivel nos da una idea de que el yacimiento está aportando una cantidad considerable hacia el pozo por lo tanto se le puede extraer mas fluidos, este hecho se puede confirmar con el análisis nodal el cual muestra que el potencial del pozo es de 225 BFPD.

La prueba de torque muestra que la unidad no está balanceada correctamente.

Nota: No se tiene información de potencia y corriente, para determinar otras perdidas que se puedan presentar.

Análisis de tensión de Goodman para UIS-1

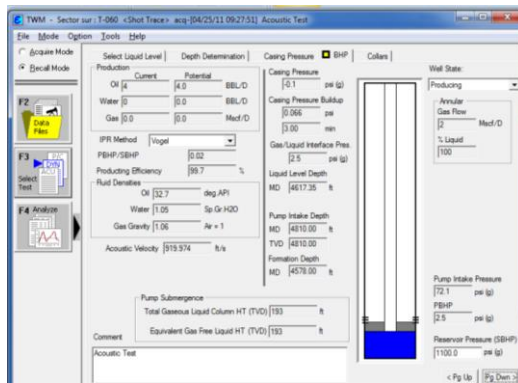
Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D	D				
Diameter	in	0.875	0.750	0.000	0.000	0.000	
	1.0	75.8	78.7				
Service Factor	0.85	89.1	92.6				
	0.60	126.3	131.1				
Rod Stress	Max	25397	24129				
psi	Min	5408	2300				

Fuente: Tomado de TWM

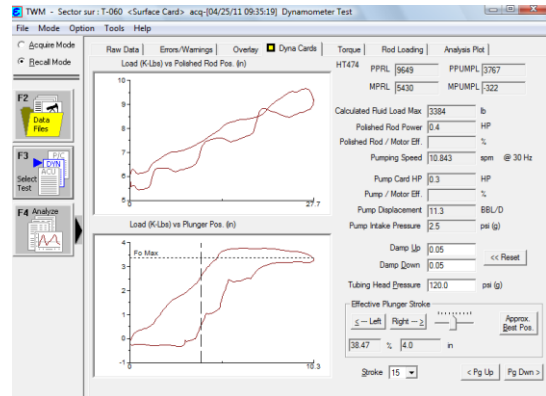
UIS-2

FECHA: 04-25-2011	WELLBORE	PRESIONES
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1100
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 7 in	PRESION TUBING: 120 Psi
API: C-160D-170-54 ^a	PUMP	PRESION CASING: -0.1 Psi
STROKE LENGTH: 27.656 in	DIAM. PISTON: 1.5 in	PRESION INTAKE BOMBA: 2.5 Psi
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4810 ft	SPM: 10.843 RECORRIDO: 3/3

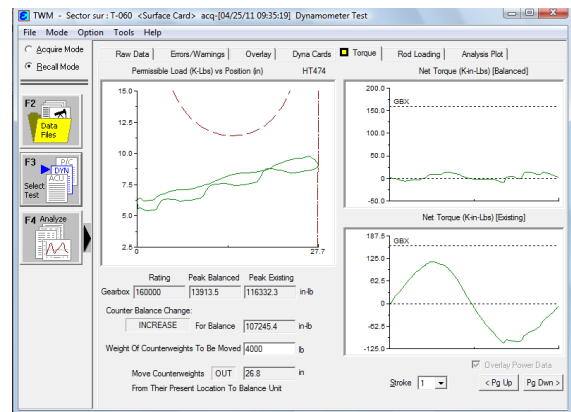
NIVEL DE SUMERGENCIA



CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



OBSERVACIONES: Pozo fluye por baches, tiene conexión ilícita en el casing

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS

Este diagrama corresponde a un pozo con problemas de stress en las varillas, debido a la profundidad del pozo, tamaño de las varillas instaladas o posiblemente porque el stuffing box está muy apretado, por lo tanto no existe suficiente recorrido en fondo para lograr el trabajo que se requiere, esto se ve evidenciado en la carrera en superficie (desplazamiento de la barra pulida) de 27,7 in, y la carrera en fondo (desplazamiento del pistón) es de 10,5 in, por lo tanto presentan una diferencia del 38%.

La inclinación de la carta dinamométrica de fondo hacia la derecha indica que no se tiene anclada la tubería. La bomba está desplazando 13,4 BFPD, la eficiencia de llenado 31%, la carga máxima en superficie es 9766 lbs., y la capacidad máxima de la estructura es 17000 lbs. , por lo tanto la carga estructural es de 57,4%.

Debido a que en fondo del pozo existe mayor fricción debido al fluido, y a las fuerzas que se oponen al movimiento descendente del pistón, tienden a comprimir la sarta, ocasionando fallas por fatiga o por desgaste en la sarta. Las cargas de fondo se observan en la carta dinamométrica en donde las cargas mínimas en fondo del pozo deberían ser iguales a cero y no negativas, este fenómeno puede estar representado con las acumulaciones de asfáltenos en la bomba y a su vez un posible porcentaje de sólidos, que al entrar en contacto con el pistón en movimiento generan una fricción adicional.

Verificando el comportamiento de la sarta de varillas se toma como factor de servicio 0,60 ya que ha este pozo no ha tenido intervenciones recientes. Este factor es tanto para las varillas de 3/4 como para las de 5/8 de pulgadas, calculando un porcentaje de 70,3% y 88,8% respectivamente (ver **Figura 58**). Este porcentaje de esfuerzos indican que el arreglo de sarta sometida a cargas se encuentra por el rango permitido. De igual forma se verificar en el Rediseño con el software Rodstar para verificar si están tensionadas las varillas.

El nivel de fluido es bajo se encuentra por debajo del punto medio de los perforados, esto se debe a que el pozo se encuentra en los límites del

potencial, por lo tanto se debe realizar corridas en Rodstar para conocer cuáles son los parámetros que se deben modificar.

Nota: No se tiene la toma de corriente y potencia. Además no se pudo realizar la prueba de válvulas debido a que la caja eléctrica tiene instalado un candado.

Análisis de tensión de Goodman para UIS-2

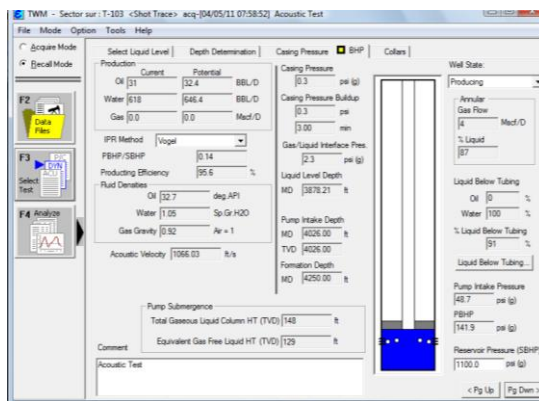
Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D	D				
Diameter	in	0.750	0.625	0.000	0.000	0.000	
	1.0	42.2	53.3				
Service Factor	0.85	49.6	62.7				
	0.60	70.3	88.8				
Rod Stress	Max	22106	19555				
psi	Min	12242	5525				

Fuente: Tomado de TWM

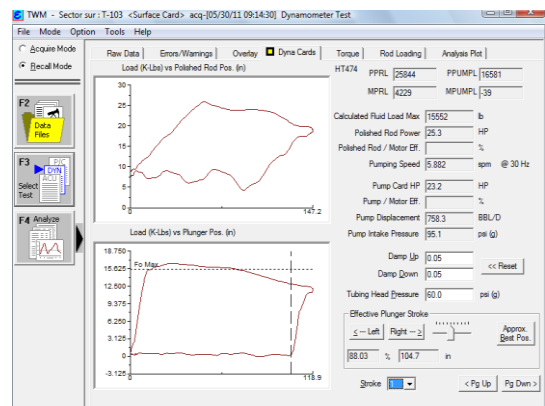
UIS-3

FECHA: 05-30-2011	WELLBORE	PRESIONES
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 3.5 in	STATIC BHP: 1100
CLASE DE UNIDAD: Air Balance (LUFKIN)	CASING O.D: 6.625 in	PRESION TUBING: 60 Psi
API: A-1280D-420-192	PUMP	PRESION CASING: 0.3 Psi
STROKE LENGTH: 147.162 in	DIAM. PISTON: 3.25 in	PRESION INTAKE BOMBA: 48,7 Psi
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4026 ft	SPM:5.88 RECORRIDO: 3/3

NIVEL DE SUMERGENCIA



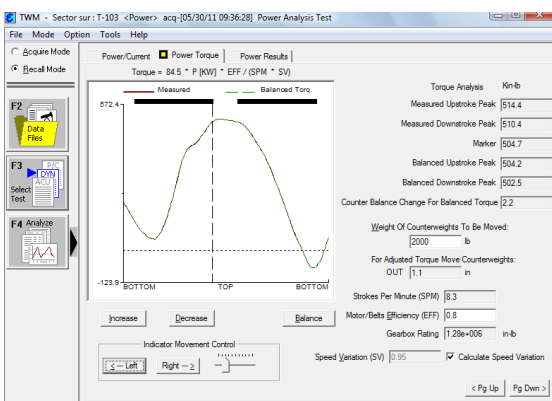
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES: Pozo fluye por baches, anular cerrado

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica indica que el pozo presenta un leve golpe de fluido, pero con buen llenado de la bomba en general (eficiencia de llenado de 85%), desplazando 782 BFPD. La carta de fondo muestra que presenta efectos de inercia de fluidos.

Las cargas máximas calculadas por la carta de superficie son de 25844 lbs. , y la capacidad que tiene la unidad de bombeo es de 42000 lbs., y una longitud de carrera máxima de 192 in, por lo tanto la carga estructural es de 61,5%, lo que indica que tiene capacidad para soportar más carga si es necesario realizar alguna modificación de diseño.

Las cargas mínimas en fondo son negativas como se explicó en el pozo anterior puede ser por acumulaciones de asfáltenos en la bomba o posible depositación de sólidos, generando mayor fricción o efectos de inercia.

Para verificar el comportamiento de la sarta de varilla se supone un factor de diseño de 0,85, por lo tanto los porcentajes de esfuerzos en la sarta (varillas de 7/8 in) es 85,5% por lo tanto las varillas se encuentran en buenas condiciones para seguir operando.

El nivel de fluido que aporta el pozo es bajo (148 ft), lo cual permite inferir que se presenta una producción de fluidos considerables, la cual se confirma con la producción que presenta el pozo, debido a que se presentan menor fuerzas que se oponen al flujo de fluidos de la cara de la formación hacia el pozo.

La prueba de potencia y corriente muestra que la unidad esta balanceada. Esto se verificará al correr a condiciones iniciales en Rodstar.

Análisis de tensión de Goodman para UIS-3

Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		EL					
Diameter	in	0.875			0.000	0.000	
<hr/>							
	1.0	72.7					
Service Factor	0.85	85.5					
	0.60	121.1					
Rod Stress	Max	42978					
psi	Min	7033					

Fuente: Tomada de TWM

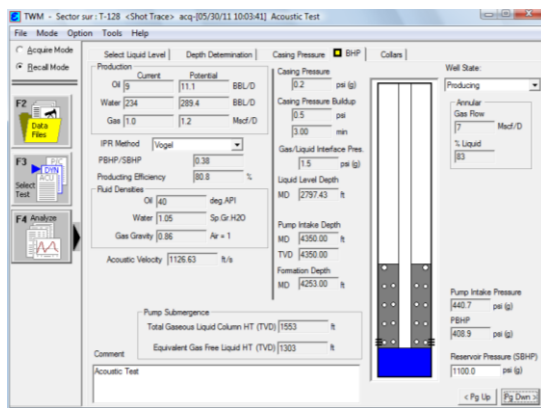
La prueba de las válvulas muestra que se encuentran en buen estado, solo presentan un escurrimiento del 5.5 BFPD en la válvula viajera, debido al alto corte de agua.

Según los parámetros analizados la eficiencia del sistema es de 47.7%, lo cual es muy buena ya que la teóricamente la mayor eficiencia que se tiene para el bombeo mecánico es del 50 %

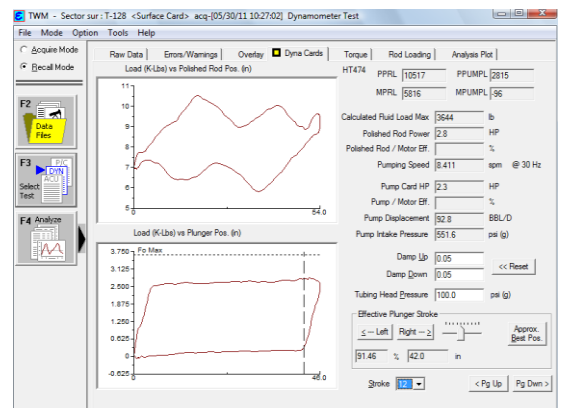
UIS-5

FECHA: 05-30-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1100	
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 6.625 in	PRESION TUBING: 100 Psi	
API: C-160D-170-54a	PUMP	PRESION CASING: 0 Psi	
STROKE LENGTH: 54 in	DIAM. PISTON: 1.5 in	PRESION INTAKE BOMBA: 551.6Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4350 ft	SPM: 8.41	RECORRIDO: 1/3

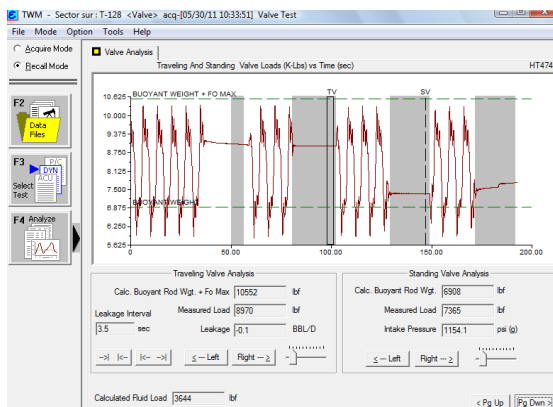
NIVEL DE SUMERGENCIA



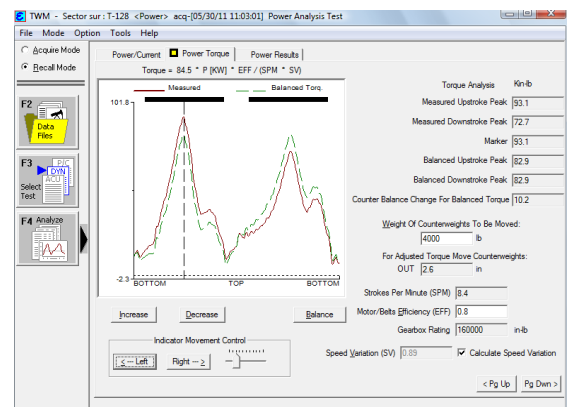
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES: anular cerrado. Pozo temporizado

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica indica que la tubería no está anclada o el ancla no está sujetando. La bomba está trabajando en buenas condiciones, aunque presenta una ligera interferencia de gas (eficiencia de llenado de 88%), la cual está desplazando 83 BFPD.

La carga máxima calculada por el dinagrama es de 10535 lbs., y la capacidad máxima de la unidad de bombeo es de 17000lbs., con una longitud máxima de la carrera de 54, por lo tanto la carga estructural es 62%, para este pozo no se puede aumentar el recorrido ya que está trabajando a las condiciones máximas. Al igual q los dos pozos anteriores presenta la carga mínima de fondo negativa lo que significa posible presencia de finos o asfáltenos en la bomba, esto se puede verificar realizando pruebas de laboratorio.

Para verificar el estado de la sarta de varilla se escoge un factor de servicio de 0,85 la cual calcula un esfuerzo en las varillas de 7/8 e 3/4 in de 37,6%, indicando que las varillas no se encuentran tensionadas.

Análisis de tensión de Goodman para UIS-5

Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D	D				
Diameter	in	0.875	0.750	0.000	0.000	0.000	
Service Factor	1.0	32.0	31.9				
	0.85	37.6	37.6				
	0.60	53.3	53.2				
Rod Stress	Max	17519	16188				
	psi	Min	9674	8144			

Fuente: tomada de TWM

La prueba de válvulas muestra que están funcionando correctamente.

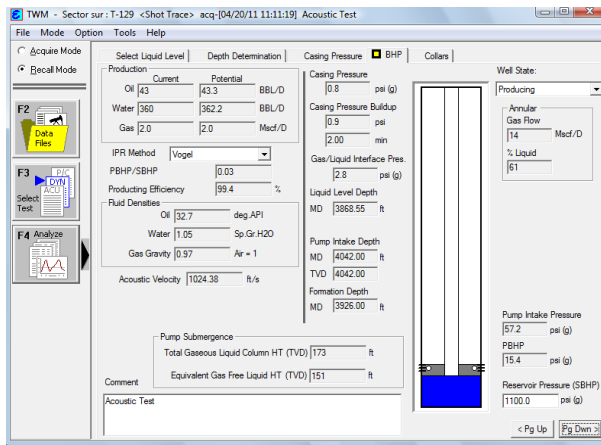
El nivel de fluido determinado es de 2464 ft desde superficie (1886 FOP) el cual corresponde a una presión de entra de 719 psi. Lo que representa a que el pozo está trabajando cerca al potencial (119 BFPD).

La prueba de potencia y energía, muestra que la unidad no se encuentra balanceada debido a que en el recorrido ascendente es mayor que el descendente, lo cual indica que hay sobrecarga en la sarta de varillas.

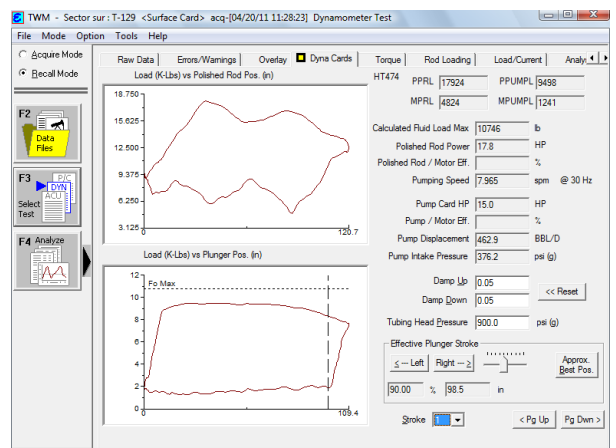
UIS-6

FECHA: 04-20-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1100	
CLASE DE UNIDAD: Air Balance (LUFKIN)	CASING O.D: 5.5 in	PRESION TUBING: 90 Psi	
API: A-640D-427-144	PUMP	PRESION CASING: 0.8 Psi	
STROKE LENGTH: 120.684 in	DIAM. PISTON: 2.25 in	PRESION INTAKE BOMBA: 376.2 Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4042 ft	SPM: 7.96	RECORRIDO: 2/3

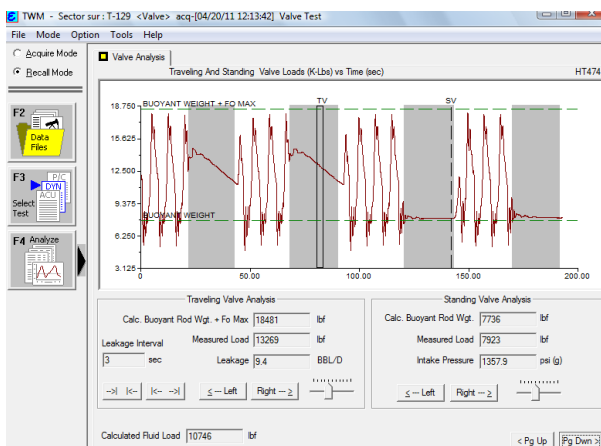
NIVEL DE SUMERGENCIA



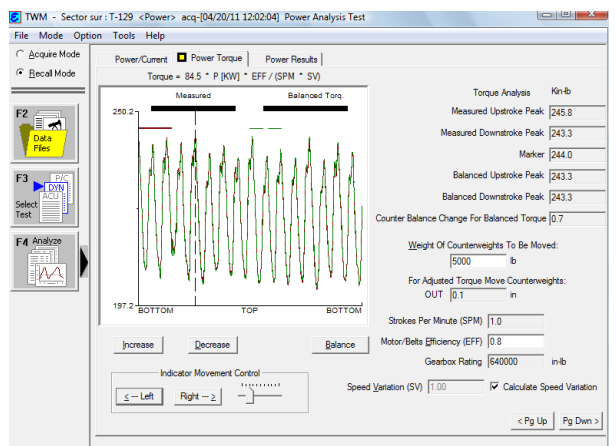
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES:

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica muestra un buen llenado (eficiencia de llenado de 90%), con un desplazamiento de la bomba de 480 BFPD, con tubería no anclada. La carta de fondo muestra el efecto de inercia de fluido.

La carga máxima en superficie calculada es de 17924 lbs., y la capacidad de la unidad de bombeo es de 42700 lbs. , con una longitud máxima de la carrera de 144 in, por lo tanto la carga de la estructura es de 42%. Es decir que la unidad resiste mas carga si se desea aumentar el recorrido o realizar alguna modificación que me permita optimizar la producción.

Para verificar el estado de las varillas se considero un factor de servicio 0,85 arrojando una tensión en las varillas 7/8 in Electra de 52,6%, lo cual indica que las varillas están en buenas condiciones y que pueden seguir operando por más tiempo.

Análisis de tensión de Goodman para UIS-6

Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		EL					
Diameter	in	0.875		0.000	0.000	0.000	
		1.0	44.7				
Service Factor		0.85	52.6				
		0.60	74.6				
Rod Stress	Max	29808					
psi	Min	8023					

Fuente: Tomada de TWM

La prueba de válvulas indica que la válvula viajera presenta un escurrimiento y/o hay desgaste en el pistón o en el barril, ocasionando pérdidas de 9.4 BFPD.

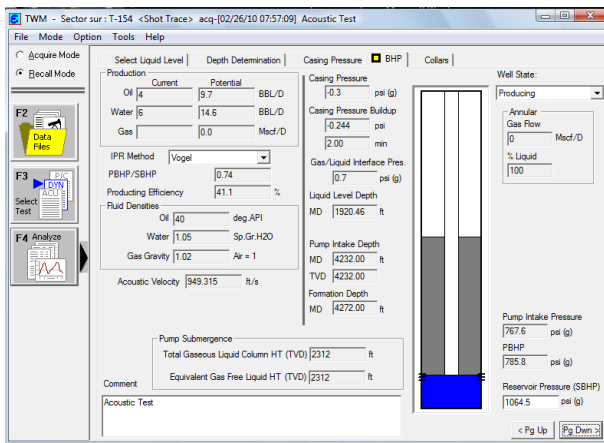
El nivel determinado es de 2893 ft desde superficie (1149 FOP), el cual corresponde a una presión de entrada de 448 Psi.

En la prueba de potencia y corriente se observa balance en la unidad, el comportamiento que presenta es debido a que se tiene una unidad balanceada por aire. El pozo presenta una sumergencia de 173 ft.

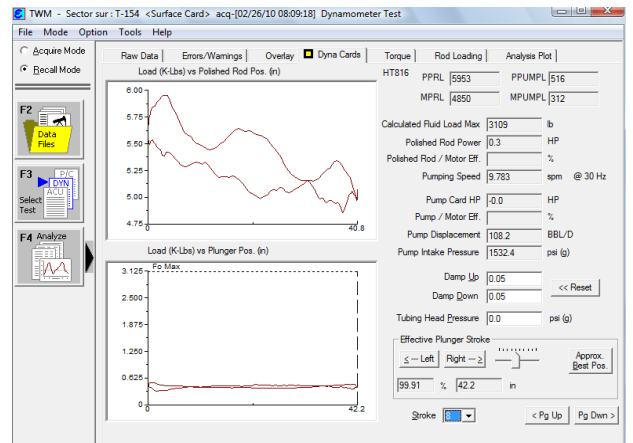
UIS-7

FECHA: 02-26-2010	WELLBORE	PRESIONES
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1064.5
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 5.5 in	PRESION TUBING: 0 Psi
API: C-160D-170-54a	PUMP	PRESION CASING: 0.3 Psi
STROKE LENGTH: 40.829 in	DIAM. PISTON: 1.5 in	PRESION INTAKE BOMBA: 1532.4 Psi
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4232 ft	SPM:9.73 RECORRIDO: 2/3

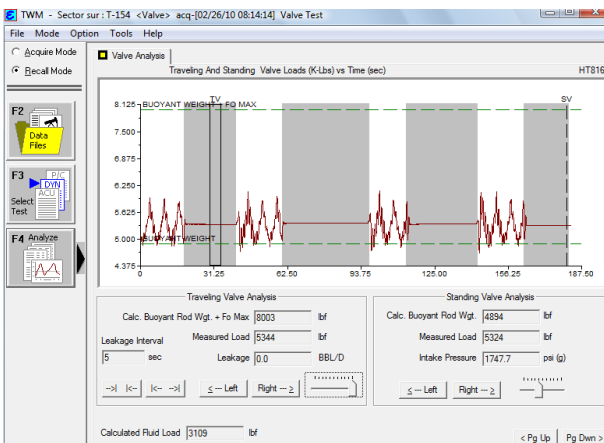
NIVEL DE SUMERGENCIA



CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE

OBSERVACIONES: Actualmente fuera de servicio

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica indica que el pozo presentar varilla partida o un desgaste severo de la bomba, lo cual se confirma con el comportamiento que se observa en la prueba de válvulas. Esta prueba debe ser tomada nuevamente cuando el pozo sea intervenido para conocer el comportamiento real de las válvulas.

La prueba acústica muestra un nivel alto de fluidos, esto se debe a que el pozo se encuentra fuera de servicio es decir que la bomba deja de trabajar y se cierra la válvula del anular del casing, por lo tanto el pozo alcanza una condición estabilizada. El gas producido se mantiene depositado en la parte superior del anular del casing y el líquido en la parte inferior del pozo por el efecto de las densidades. Con estas condiciones se puede determinar la presión de fondo estática representando la presión promedio del yacimiento. Se debe tener precaución de no tomar este nivel para efectos de realizar diseños o cálculos (P_{wf} , PIP, PDP, etc.) ya que este nivel no es el que el pozo aporta a condiciones dinámicas.

Debido al estado en que se encuentran las varillas, la carga que calculó el programa no es el dato real, así que después de la intervención del pozo, se debe realizar las pruebas de válvulas, dinagrama, nivel de fluido y potencia.

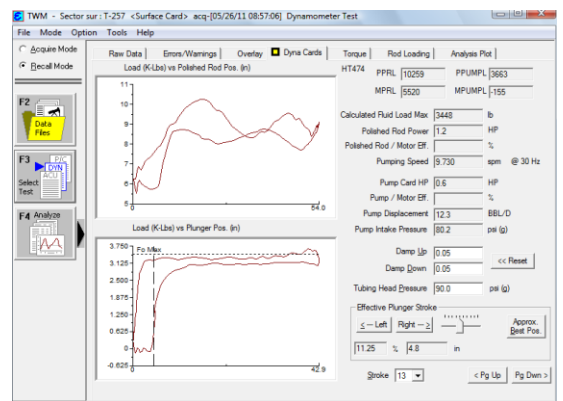
Nota: no se tiene registros de la prueba de corriente y potencia.

UIS-8

FECHA: 05-26-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1064.5	
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 5.5 in	PRESION TUBING: 0 Psi	
API: C-160D-170-54a	PUMP	PRESION CASING: 0.3 Psi	
STROKE LENGTH: 40.829 in	DIAM. PISTON: 1.5 in	PREISON INTAKE BOMBA: 80.2 Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4232 ft	SPM: 9.73	RECORRIDO: 1/3

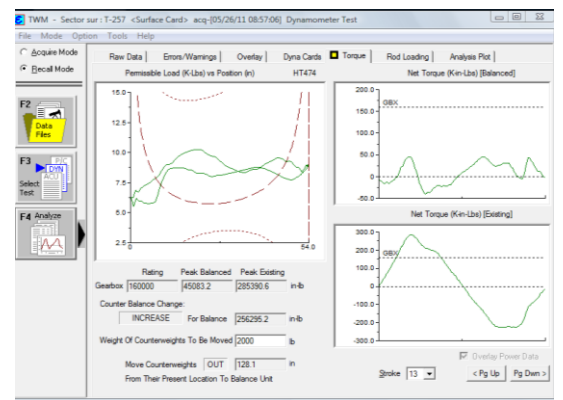
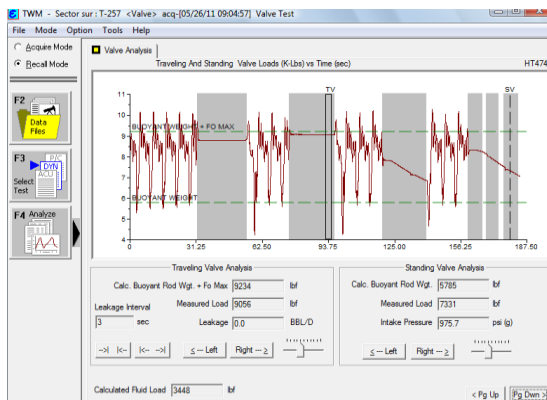
NIVEL DE SUMERGENCIA

CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS

TORQUE



OBSERVACIONES: Pozo con empaques @ 4131'

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica indica que el pozo tiene un alto golpe de fluido. La bomba está desplazando 10 BFPD. La eficiencia de llenado es de 10%. El nivel de fluido fue determinado a la profundidad de la bomba, con una presión de entrada de la bomba de 14,7 Psi.

La carga máxima en superficie es de 10219 lbs. , y la capacidad de la unidad de bombeo es de 170000 lbs., con una longitud máxima de carrera de 54 in, por lo tanto la carga estructural es de 60%, lo que indica que la unidad no se encuentra sobrecargada.

Para verificar el comportamiento de la sarta de varillas se tomo como factor de servicio 0,85 para las varillas de $\frac{3}{4}$ in grado D, presentan que las varillas no se encuentran tensionadas (53,2%).

Análisis de tensión de Goodman para UIS-8

Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D					
Diameter	in	0.750					
<hr/>							
	1.0	45.2					
Service Factor	0.85	53.2					
	0.60	75.3					
Rod Stress	Max	23130					
psi	Min	12637					

Fuente: Tomado de TWM

La Prueba de válvulas muestra que están funcionando en optimas condiciones solo presenta un escurrimiento en la válvula fija, generando una pérdida de 2 BFPD, la cual puede estar atribuida al alto corto que maneja estos pozos.

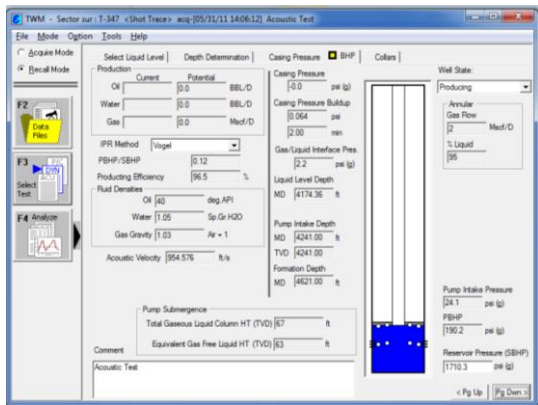
El análisis de torque muestra desbalance en la caja reductora.

Nota: No se pudo tomar el nivel de líquido ya que el pozo tiene un empaque a 4131 ft, además no se tomaron los registros de las pruebas de potencia y corriente.

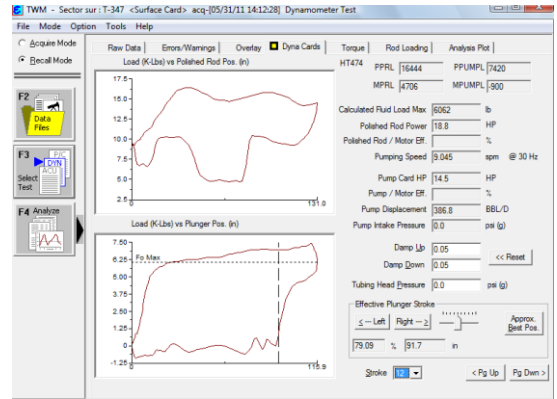
UIS-9

FECHA: 05-31-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP:	
CLASE DE UNIDAD: Mark II (LUFKIN)	CASING O.D: 6.625 in	PRESION TUBING: 100 Psi	
API: M-456D-305-168	PUMP	PRESION CASING: 0.3 Psi	
STROKE LENGTH: 130.996 in	DIAM. PISTON: 2 in	PRESION INTAKE BOMBA: 0 Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4255 ft	SPM: 9.05	RECORRIDO: 3/3

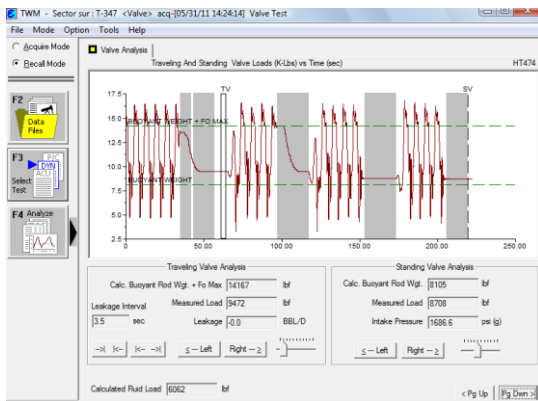
NIVEL DE SUMERGENCIA



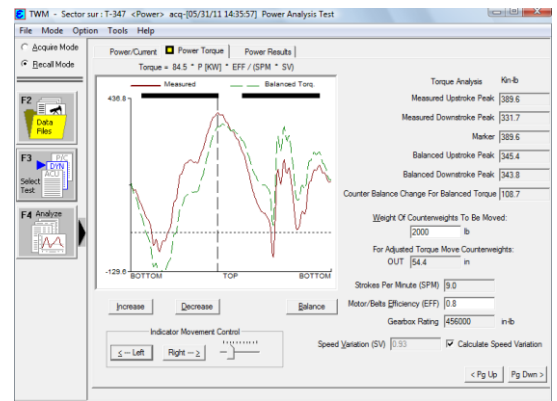
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES: Pozo fluye por baches. En mayo 13 se realizó servicio al pozo por tubería rota

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

Este pozo presente leve interferencia de gas, asociado a que esta bombeando en vacío ya que el nivel se encuentra al nivel de la bomba, además de posible fricción en el sistema por presencia de finos. La bomba está en buenas condiciones, desplazando 328 BFPD con una eficiencia de llenado de 53%.

La carga máxima en superficie es de 16462 lbs., y la carga de la unidad de bombeo es de 30500 lbs., con una longitud máxima de carrera de 168 in, por lo tanto la carga estructural es de 54%, lo que indica se puede hacer algún cambio ya que la unidad puede soportar la carga, eso se debe analizar por medio de herramientas de cómputo especializadas en diseño.

Al verificar el comportamiento de las varillas se escoge como factor de servicio de 0,60 ya que el pozo no ha tenido cambio de varillas desde hace tiempo. El resultado obtenido para las varillas de 7/8 in es que se encuentran sobrecargadas ya que el porcentaje excede el 100%, por lo tanto se recomienda bajar la velocidad de la unidad, usar un pistón de menor diámetro o usar varillas de menor grado por ejemplo un grado C.

La prueba de válvulas indica un escurrimiento leve en la válvula viajera generando pérdidas de 6.5 BFPD, estas pérdidas pueden ser causadas porque los finos se están acumulando en la válvula y no dejan que la válvula se asiente correctamente y/o por el corte de agua.

En la prueba de potencia y corriente se observa desbalanceo de la unidad

Análisis de tensión de Goodman para UIS-9

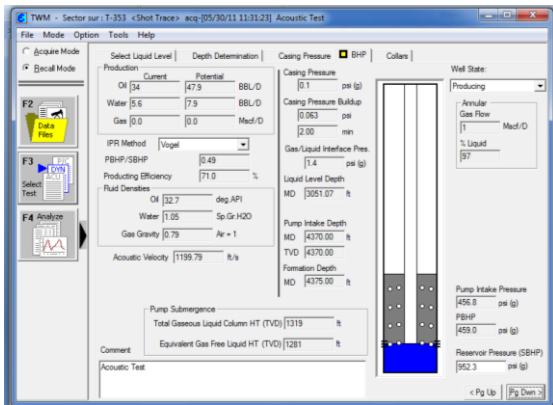
Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D					
Diameter	in	0.875					
<hr/>							
Service Factor	1.0	78.3					
	0.85	92.1					
	0.60	130.5					
Rod Stress	Max	27534					
psi	Min	7648					

Fuente: Tomado de TWM

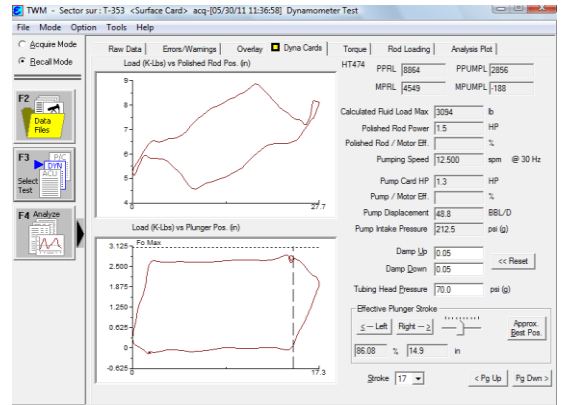
UIS-10

FECHA: 05-30-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1100 Psi	
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 6.625 in	PRESION TUBING: 70 Psi	
API: C-160D-170-54a	PUMP	PRESION CASING: 0.3 Psi	
STROKE LENGTH: 27.659 in	DIAM. PISTON: 1.5 in	PRESION INTAKE BOMBA: 212.5 Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4370 ft	SPM: 12.5	RECORRIDO: 3/3

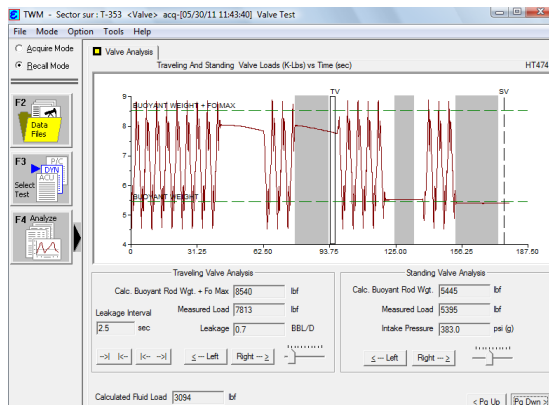
NIVEL DE SUMERGENCIA



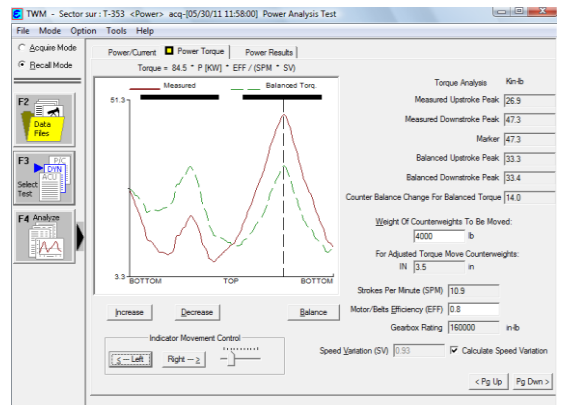
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES: Muestra altos volúmenes de gas por el tubing

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

Al revisar el historial de los niveles de sumergencia (registrados antes de la última prueba), se observa que la sumergencia actual no corresponde al pozo en condiciones normales de producción, este cambio se pudo haber generado por las intervención que tuvo el pozo días atrás, ya que la sumergencia de la bomba aumentó, por lo tanto se va a tomar el nivel de fluido de la prueba anterior (3941,27 ft) a la ultimo registro.

Nivel de Fluidos del Pozo UIS-10

Parameter	Value	Unit
Oil Production (Current)	34	BBL/D
Oil Production (Potential)	35.6	BBL/D
Water Production (Current)	5.6	BBL/D
Water Production (Potential)	5.9	BBL/D
Gas Production (Current)	0.0	Mscf/D
Gas Production (Potential)	0.0	Mscf/D
IPR Method	Vogel	
PBHP/SBHP	0.14	
Producing Efficiency	95.6	%
Oil Density	32.7	deg API
Water Density	1.05	Sp. Gr. H2O
Gas Gravity	0.93	Air = 1
Acoustic Velocity	1058.91	ft/s
Casing Pressure	0.3	psi (g)
Casing Pressure Buildup	0.1	psi
Gas/Liquid Interface Pres.	2.3	psi (g)
Liquid Level Depth	3941.27	ft
Pump Intake Depth	4370.00	ft
Formation Depth	4375.00	ft
Well State	Producing	
Annular Gas Flow	4	Mscf/D
% Liquid	89	
Liquid Below Tubing (Oil)	0	%
Liquid Below Tubing (Water)	100	%
% Liquid Below Tubing	92	
Pump Intake Pressure	139.8	psi (g)
PBHP	141.9	psi (g)
Reservoir Pressure (SBHP)	1100.0	psi (g)
Pump Submergence (Total Gaseous Liquid Column HT (TVD))	429	ft
Pump Submergence (Equivalent Gas Free Liquid HT (TVD))	382	ft

Fuente: Tomada de TWM

La prueba dinámométrica muestra que la bomba está trabajando normal, se observa buen llenado (eficiencia de llenado de 83%). La bomba desplaza 46 BFPD. Se observa que el recorrido de fondo es del 62% del recorrido de superficie.

La carga máxima en superficie es de 9266 lbs. , la carga de la unidad de bombeo es de 17000lbs., con una longitud máxima de carrera de 54, por lo

tanto el porcentaje de la carga estructural es de 54,5%, indicando que la unidad no se encuentra sobrecargada.

Al verificar el comportamiento de la sarta de varillas se consideró como factor de servicio 0,87 (factor de seguridad del 15%), esto debido a el desgaste que se produce en las varillas al durante las jornadas de operación, por lo tanto la sección de ¾ in tiene un 50,5% y la sección de 5/8 in de 56,4%, lo que significa que las varillas no están sobrecargadas.

Análisis de tensión de Goodman para UIS-10

Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D	D				
Diameter	in	0.750	0.625	0.000	0.000	0.000	
	1.0	43.0	48.0				
Service Factor	0.85	50.5	56.4				
	0.60	71.6	79.9				
Rod Stress	Max	20975	17896				
psi	Min	10619	5200				

Fuente: Tomada de TWM

La prueba de válvulas indica que están funcionando en buenas condiciones, solo se observa un leve escurrimiento en la válvula viajera.

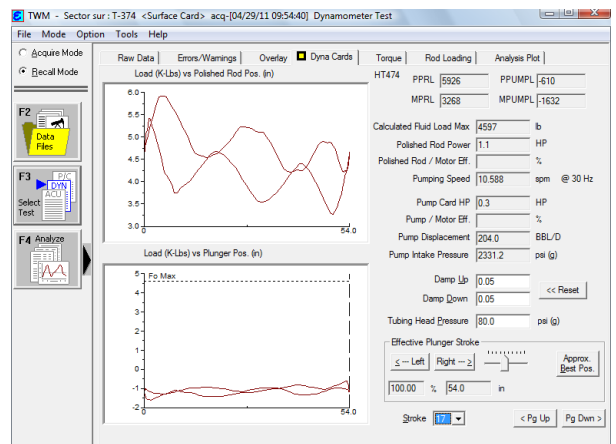
En la prueba de potencia y corriente se observa que está sobrecargada.

UIS-11

FECHA: 04-29-2011	WELLBORE	PRESIONES
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D: 2.875 in	STATIC BHP: 1100 Psi
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D: 6.625 in	PRESION TUBING: 80 Psi
API: C-160-170-54a	PUMP	PRESION CASING: 3 Psi
STROKE LENGTH: 54 in	DIAM. PISTON: 1.75 in	PRESION INTAKE BOMBA: 2331.2 Psi
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 4089 ft	SPM: 10.59 RECORRIDO: 1/3

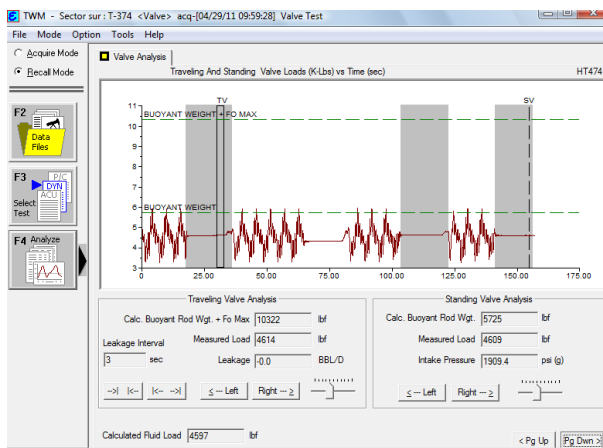
NIVEL DE SUMERGENCIA

CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS

TORQUE



OBSERVACIONES: Pozo con empaque

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica muestra un comportamiento muy bajo en la carga, y en la prueba de válvulas se observa que las cargas son igualadas, lo cual indica posible tubería rota y/o tubería desconectada cerca de la bomba.

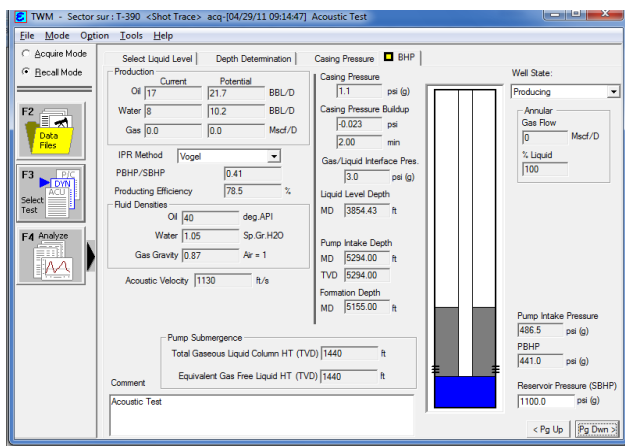
Debido al estado en que se encuentran las varillas, la carga que calculó el programa no es el dato real, así que después de la intervención del pozo, se debe realizar las pruebas de válvulas, dinagrama, nivel de fluido y potencia, para conocer el dato real y saber si la equipos del sistemas se encuentran en optimas condiciones para seguir operando el pozo.

Nota: No se tiene nivel de fluidos debido a que el pozo tiene empaque. Además no se cuenta con información de carga de potencia y energía.

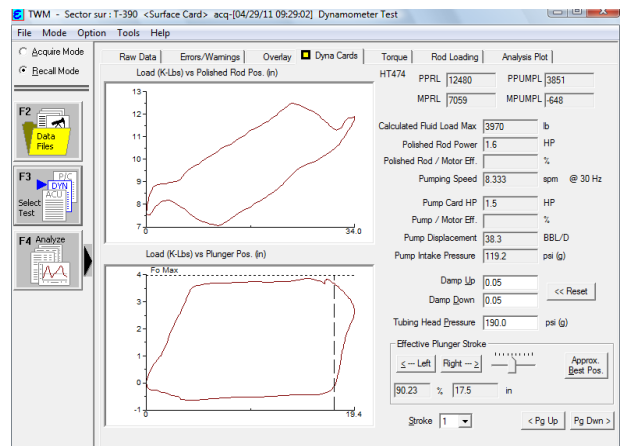
UIS-12

FECHA: 04-29-2011	WELLBORE	PRESIONES	
EQUIPO DE SUPERFICIE	TUBING O.D.: 2.875 in	STATIC BHP: 1100 Psi	
CLASE DE UNIDAD: Convencional (LUFKIN)	CASING O.D.: 6.625 in	PRESION TUBING: 190 Psi	
API: C-228-200-64a	PUMP	PRESION CASING: 1.1 Psi	
STROKE LENGTH: 34 in	DIAM. PISTON: 1.5 in	PRESION INTAKE BOMBA: 119.2 Psi	
TIPO DE MOTOR: Eléctrico	INTAKE BOMBA: 5294 ft	SPM: 8.33	RECORRIDO: 4/5

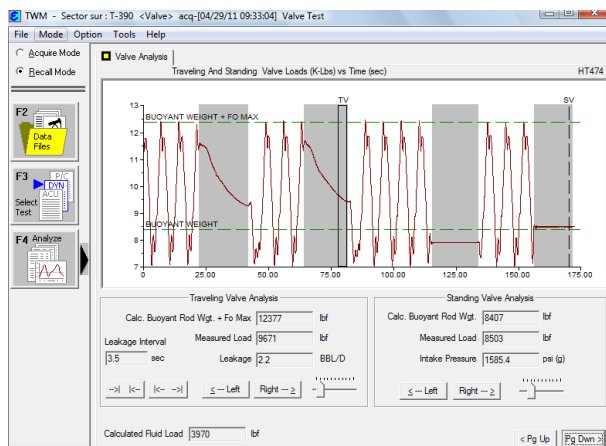
NIVEL DE SUMERGENCIA



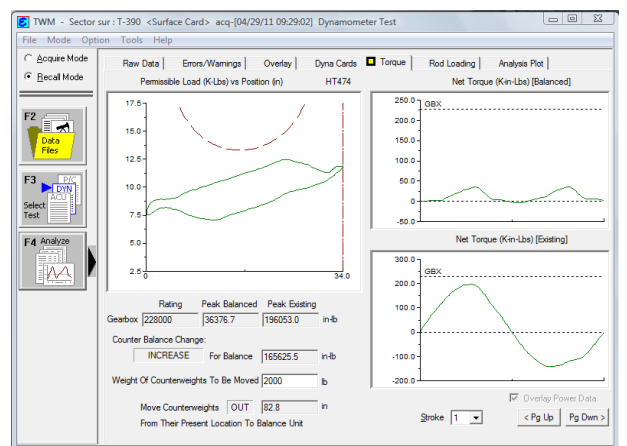
CARTA DE DINAMOMETRICA (SUPERFICIE – FONDO)



PRUEBA DE VALVULAS



TORQUE



OBSERVACIONES: Pozo temporizado 1x1, muestra altos volúmenes de gas por el tubing, fluye por baches mínimos

Fuente: Autores, TWM Echometer Company.

ANÁLISIS:

La carta dinamométrica corresponde a una bomba llena con buenas condiciones mecánicas. Presenta una pequeña restricción asociada al corto recorrido de la unidad, ya que el desplazamiento en superficie por la barra pulida es de 34 in y el del fondo por el pistón es de 19,5, lo que representa un 57% de pérdida de recorrido en fondo.

El nivel de fluido calculado es de 4000ft sobre la superficie de la bomba, lo cual corresponde a una presión de entrada de la bomba de 506 psi.

La eficiencia de llenado de la bomba 88%, desplaza 31 BFPD. Es posible que la tubería no esté anclada o el ancla no está sujetando debido a la inclinación que presenta la carta de fondo.

Para conocer el desempeño de la unidad de bombeo se observa que la carga máxima en superficie calculada por el programa es de 12480 lbs., y la carga de la unidad es de 20000 lbs., por lo tanto el porcentaje de la carga estructural es de 62,4%.

El estado de la sarta de varillas es de --- para las varillas de 7/8 in y para las de 3/4 in ---, con un factor de servicio de 0,60.

Las pruebas de válvula muestra un escurrimiento en la válvula viajera por posible desgaste del pistón o el barril ocasionando una pérdida de 6 BFPD.

El análisis de torque muestra que la caja reductora esta desbalanceada.

Nota: no se tomaron las pruebas de potencia y corriente.


Análisis de tensión de Goodman para UIS-12

Rod Loading At Top of Tapers As % of the API Modified Goodman Allowable Stress Range							
		Top Taper	Taper 2	Taper 3	Taper 4	Taper 5	Taper 6
Rod Type		D	D				
Diameter	in	0.875	0.750				
<hr/>							
Service Factor	1.0	38.2	45.4				
	0.85	44.9	53.4				
	0.60	63.6	75.6				
Rod Stress	Max	20755	21263				
	psi	Min	11739	10260			

Fuente: Tomada de TWM

ANEXO 6. DISEÑOS

UIS-1

	BOPD					
	Producción actual		15			
	Incremental		5			
PARAMETROS /DISEÑOS	Condiciones iniciales		Balanceo		Optimización	
Tipo de Unidad	C-160D-200-74		C-160D-200-74		C-228-200-74	
Tasa de Producción (BFPD)	287		287		247	
Producción de Aceite (BOPD)	23		23		20	
SPM	13,43		13,43		9	
Run Time (hrs)	24		24		24	
Longitud del Recorrido	54,80		54,80		65,5	
Tamaño Pistón (in)	2,25		2,25		2,25	
Tubería Anclada	3604		3604		3604	
PPRL (lbs.)	14808		14808		13533	
MPRL (lbs.)	3067		3067		3374	
Carga caja de engranaje (%)	205%		106%		80%	
Carga en las varillas (%)	89% - 87%		89% - 87%		78% - 78%	
Eficiencia del sistema (%)	29%		43%		50%	
Carga en la estructura (%)	74%		74%		64%	
Eficiencia de la bomba (%)	80%		80%		85%	
Costo eléctrico mensual	\$ 977		\$ 648		\$ 489	
Grado de varillas	D	D	D	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,875	0,75	0,875	0,75	0,875	0,75
Longitud de las varillas	1758	1835	1758	1835	1758	1835

Fuente: Ecopetrol S.A.

RECOMENDACIONES

- La unidad actualmente presenta en la caja reductora una sobrecarga de 205% esto podría generar daños irreparables, por esta razón se sugiere balancear la unidad, basados en el mínimo torque para reducir este

porcentaje, como se observa en la tabla anterior al balancear la unidad esta sigue con sobrecarga un 106%, por tal motivo se propone realizar cambio de la unidad por una que tenga mayor capacidad en la caja de engranaje por esto se recomienda una unidad **C-228-200-74**. El resultado a tales cambios es la disminución económica que este genera ya que de estar pagando \$ 977 dólares mensuales en costo eléctrico, se llegaría a pagar un total de \$ 489 dólares al mes, lo que disminuye en un 50% los costos generados a nivel energético.

- Se ahorra energía manteniendo la unidad a una velocidad mínima, para este caso se recomienda una velocidad de 9 spm para así extraer la producción esperada del pozo la cual se puede incrementar 5 barriles según el análisis nodal estudiado anteriormente, al igual que la reducción de energía también se ve dejando la unidad en el recorrido más largo. En este caso se dejó a una longitud de 65,5.
- Se sugiere realizar una revisión de la bomba en la próxima intervención para mejorar su eficiencia de llenado.
- La bomba puede profundizarse 200 ft ya que este pozo no presenta problemas con arenas además quedaría más cerca de los perforados en caso que se llegase a quedar sin nivel.
- Para realizar el balanceo de la unidad se recomiendan las siguientes distancias entre las pesas y el crank:

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	7478CA	7478CA	7478CA
Pesa	2RO	2RO	2RO
Distancia pesa trasera	22"	45,39"	39,83"
Distancia pesa trasera	22"	45,39"	39,83"
Distancia pesa frontal	22"	45,39"	39,83"
Distancia pesa frontal	22"	45,39"	39,83"

Fuente: Ecopetrol S.A.

CONDICIONES INICIALES UIS-1

RODSTAR-V 3.1

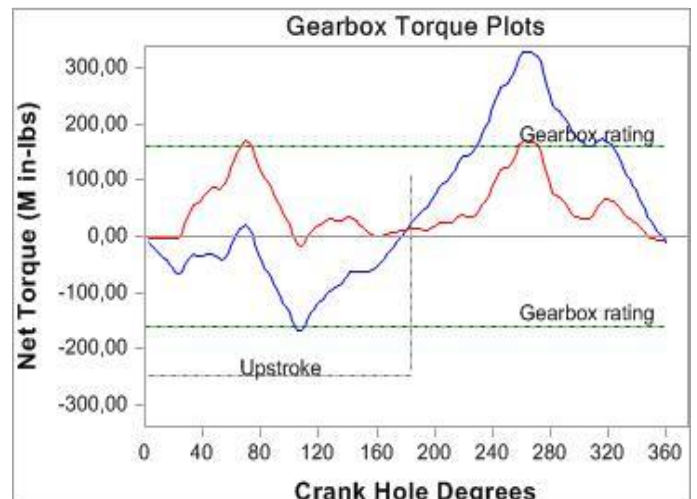
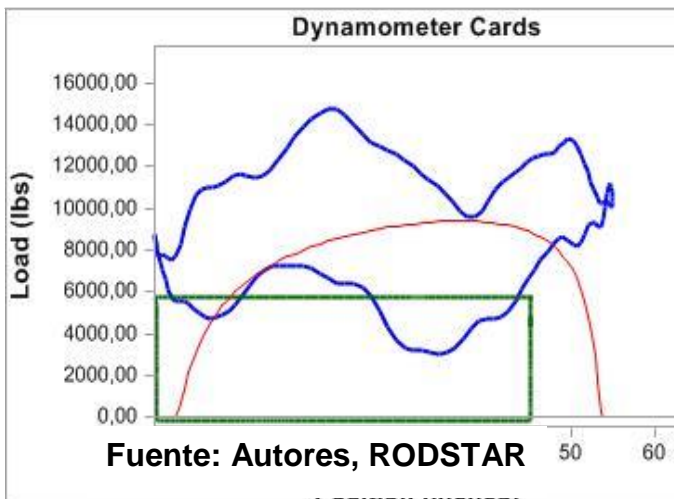
Company: ECOPETROL S.A.
Well: TIB032
Disk file: TIB032.
Comment: 06/04/2011

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: DIANA V. / PILAR G.
Date: 19/04/2011

INPUT DATA				CALCULATED RESULTS				
Strokes per minute:	13,4	Fluid level		Production rate (bfpd):	287	Peak pol. rod load (lbs):	14808	
Run time (hrs/day):	24,0	(ft from surface):	3063	Oil production (BOPD):	23	Min. pol. rod load (lbs):	3067	
Tubing pres. (psi):	110	(ft over pump):	539	Strokes per minute:	13,43	MPRL/PPRL	0,207	
Casing pres. (psi):	,2	Stuf.box fr. (lbs):	100	System eff. (Motor->Pump):	29%	Unit struct. loading:	74%	
Fluid properties				Permissible load HP:	23,9	PRHP / PLHP	0,45	
Motor & power meter				Fluid load on pump (lbs):	5786	Buoyant rod weight (lbs):	6073	
Water cut:	92%	Power Meter	Detent	Polished rod HP:	10,8	N/No: ,182 ,	Fo/SKr: ,294	
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH	Required prime mover size				
Oil API gravity:	30,0	Type:	NEMA D	(speed var. not included)	BALANCED	EXISTING		
Fluid sp. gravity:	0,9938				(Min Torq)			
Pumping Unit: Lufkin Conventional - New (C-160D-20*)				NEMA D motor:	20 HP	40 HP		
API size: C-160-200-74 (unit ID: CL83)				Single/double cyl. engine:	20 HP	40 HP		
Crank hole number Calculated	#3 (out of 4)			Multicylinder engine:	20 HP	40 HP		
stroke length (in): Crank	54,8			Torque analysis and electricity consumption				
Rotation with well to right: Max.	CW				BALANCED	EXISTING		
CB moment (M in-lbs):	392				(Min Torq)			
Structural unbalance (lbs):	800			Peak g'box torq. (M in-lbs):	170	328		
Crank offset angle (deg):	0,0			Gearbox loading:	106%	205%		
Tubing and pump information				Cyclic load factor:	1,4	2,8		
Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,620	Max. CB moment (M in-lbs):	232,34	392,17		
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,620	Counterbalance effect (lbs):	9526	15529		
Pump depth (ft):	3602	Tub.anch.depth (ft):	3604	Daily electr.use (KWH/day):	266	400		
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0	Monthly electric bill:	\$648	\$977		
Pump type:	Tubing	Pump vol. efficiency :	80%	Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,074	\$0,112		
Plunger size (ins)	2,25	Pump friction (lbs):	200,0	Electr.cost per bbl. oil:	\$0,927	\$1,397		
Rod string design				Tubing, pump and plunger calculations				
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Tubing stretch (ins):	,0			
,875	D (API)	1758	115000	Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0			
,75	D (API)	1835	115000	Gross pump stroke (ins):	45,2			
				Pump spacing (in. from bottom):	10,8			
				Minimum pump length (ft):	12,0			
				Recommended plunger length (ft):	3,0			
				Rod string stress analysis (service factor: 0,85)				
				Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
				89%	24569	5376	1709	API MG
				87%	22397	2013	-453	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



BALANCEADA UIS-1

Company: ECOPEPETROL S.A.
 Well: TIB032
 Disk file: TIB032 da.rsvx
 Comment: 06/04/2011

RODSTAR-V 3.1

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com) Page 1 of 3
 User: DIANA V. / PILAR G.
 Date: 19/04/2011

INPUT DATA	
Strokes per minute:	13,4
Run time (hrs/day):	24,0
Tubing pres. (psi):	110
Casing pres. (psi):	,2
Fluid level (ft from surface):	3063
(ft over pump):	539
Stuf.box fr. (lbs):	100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut:	92%
Water sp. gravity:	1
Oil API gravity:	30,0
Fluid sp. gravity:	0,9938
Power Meter	Detent
Electr. cost:	\$,08/KWH
Type:	NEMA D

Pumping Unit: Lufkin Conventional - New (C-160D-20*)

API size:	C-160-200-74 (unit ID: CL83)
Crank hole number	Calculated #3 (out of 4)
stroke length (in):	Crank 54,8
Rotation with well to right:	Max. CW
CB moment (M in-lbs):	232
Structural unbalance (lbs):	800
Crank offset angle (deg):	0,0

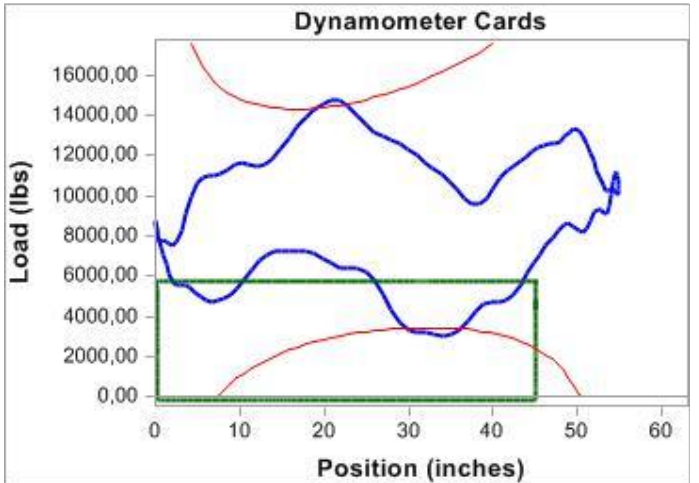
Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,620
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,620
Pump depth (ft):	3602	Tub.anch.depth (ft):	3604
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Tubing	Pump vol. efficiency :	80%
Plunger size (ins)	2,25	Pump friction (lbs):	200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,875	D (API)	1758	115000
,75	D (API)	1835	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

CALCULATED RESULTS	
Production rate (bfpd):	287
Oil production (BOPD):	23
Strokes per minute:	13,43
System eff. (Motor->Pump):	43%
Permissible load HP:	27,4
Fluid load on pump (lbs):	5786
Polished rod HP:	10,8
Peak pol. rod load (lbs):	14808
Min. pol. rod load (lbs):	3067
MPRL/PPRL	0,207
Unit struct. loading:	74%
PRHP / PLHP	0,39
Buoyant rod weight (lbs):	6073
N/No: ,182 , Fo/SKr: ,294	

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	20 HP	20 HP	20 HP
Single/double cyl. engine:	20 HP	20 HP	20 HP
Multicylinder engine:	20 HP	20 HP	20 HP

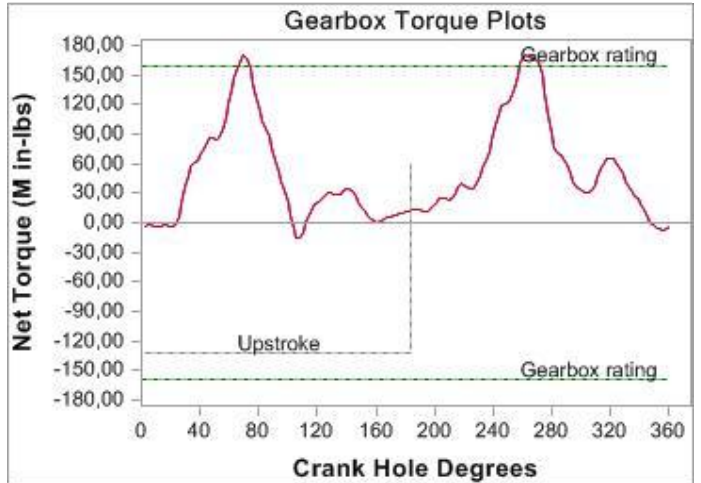
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq. (M in-lbs):	170	170	170
Gearbox loading:	106%	106%	106%
Cyclic load factor:	1,4	1,4	1,4
Max. CB moment (M in-lbs):	232,34	232,34	232,34
Counterbalance effect (lbs):	9526	9526	9526
Daily electr.use (KWH/day):	266	266	266
Monthly electric bill:	\$648	\$648	\$648
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,074	\$0,074	\$0,074
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,927	\$0,927	\$0,927

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	,0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0
Gross pump stroke (ins):	45,2
Pump spacing (in. from bottom):	10,8
Minimum pump length (ft):	12,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
89%	24569	5376	1709	API MG
87%	22397	2013	-453	API MG



OPTIMIZADA UIS-1

Company: ECOPETROL S.A.
 Well: TIB032
 Disk file: TIB032_idefinitivo.rsvx
 Comment: 06/04/2011

RODSTAR-V 3.1

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com) Page 1 of 3
 User: DIANA V. / PILAR G.
 Date: 19/04/2011

INPUT DATA

Strokes per minute:	9	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24,0	(ft from surface):	3063
Tubing pres. (psi):	110	(ft over pump):	539
Casing pres. (psi):	,2	Stuf.box fr. (lbs):	100

Fluid properties	Motor & power meter
-------------------------	--------------------------------

Water cut: 92% Water sp. gravity: 1 Oil API gravity: 30,0 Fluid sp. gravity: 0,9938 Compress. index: 3,0	Power Meter Detent Electr. cost: \$,08/KWH Type: NEMA D
--	---

Pumping Unit: Lufkin Conventional - New (C-228D-20*)

API size: C-228-200-74 (unit ID: CL81)
 Crank hole number Calculated #2 (out of 4)
 stroke length (in): Crank 65,5
 Rotation with well to right: Max. CW
 CB moment (M in-lbs): 270
 Structural unbalance (lbs): 800
 Crank offset angle (deg): 0,0

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875 Tubing I.D. (ins): 2,441 Pump depth (ft): 3602 Pump condition: Full Pump type: Tubing Plunger size (ins) 2,25	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,750 Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,750 Tub.anch.depth (ft): 3604 Pump load adj. (lbs): 0,0 Pump vol. efficiency : 85% Pump friction (lbs): 200,0
--	--

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,875	D (API)	1758	115000
,75	D (API)	1835	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

CALCULATED RESULTS

Production rate (bfpd): 247 Oil production (BOPD): 20 Strokes per minute: 9 System eff. (Motor->Pump): 50% Permissible load HP: 24,7 Fluid load on pump (lbs): 5786 Polished rod HP: 8,1	Peak pol. rod load (lbs): 13533 Min. pol. rod load (lbs): 3374 MPRL/PPRL 0,249 Unit struct. loading: 68% PRHP / PLHP 0,33 Buoyant rod weight (lbs): 6073 N/No: ,122 , Fo/SKr: ,246	
--	--	--

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED	BALANCED	EXISTING
	(Min Ener)	(Min Torq)	

NEMA D motor:	15 HP	15 HP	15 HP
Single/double cyl. engine:	15 HP	15 HP	15 HP
Multicylinder engine:	15 HP	15 HP	15 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED	BALANCED	EXISTING
	(Min Ener)	(Min Torq)	

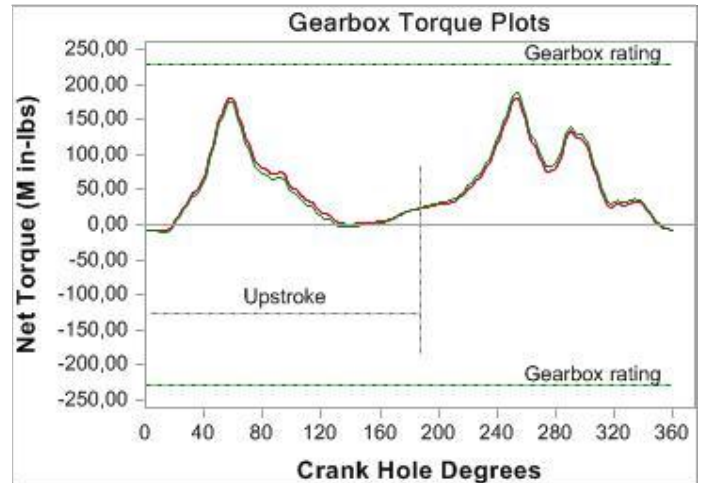
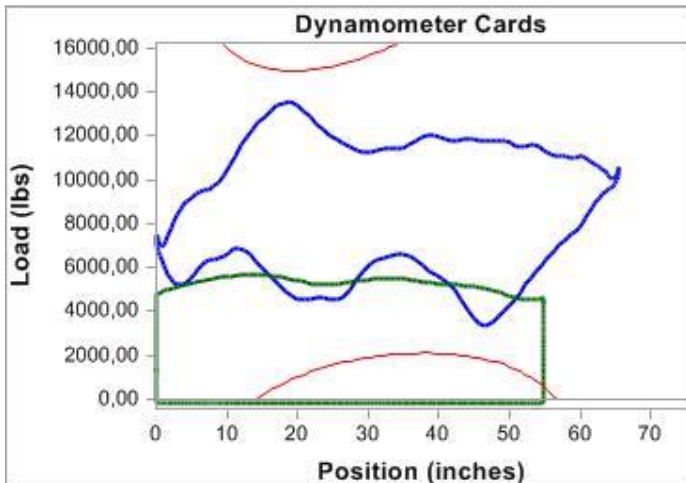
Peak g'box torq. (M in-lbs):	188	181	181
Gearbox loading:	83%	80%	80%
Cyclic load factor:	1,4	1,4	1,4
Max. CB moment (M in-lbs):	277,62	270,39	270,36
Counterbalance effect (lbs):	9650	9420	9419
Daily electr.use (KWH/day):	196	200	200
Monthly electric bill:	\$479	\$489	\$489
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,064	\$0,065	\$0,065
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,795	\$0,810	\$0,810

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	,0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0
Gross pump stroke (ins):	54,7
Pump spacing (in. from bottom):	10,8
Minimum pump length (ft):	12,0
Recommended plunger length (ft):	3,0


Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
78%	22449	5887	2146	API MG
78%	20582	2608	-453	API MG



Fuente: Autores, RODSTAR

UIS-2

	BOPD					
	Producción actual		4			
	Incremental		0			
PARAMETROS /DISEÑOS	Condiciones iniciales		Balanceo		Optimización	
Tipo de Unidad	C-160-170-54A		C-160-170-54A		C-80-140-54	
Tasa de Producción (BFPD)	9		9		7	
Producción de Aceite (BOPD)	9		9		7	
SPM	10,8		10,8		5	
Run Time (hrs)	24		24		8	
Longitud del Recorrido	28,00		28,00		34,3	
Tamaño Pistón (in)	1,5		1,5		1,5	
Tubería Anclada	No		No		No	
PPRL (lbs.)	9962		9962		11936	
MPRL (lbs.)	5473		5353		6827	
Carga caja de engranaje (%)	128%		11%		48%	
Carga en las varillas (%)	110% - 97%		110% - 97%		86% - 90%	
Eficiencia del sistema (%)	2%		19%		36%	
Carga en la estructura (%)	59%		59%		85%	
Eficiencia de la bomba (%)	39%		39%		85%	
Costo eléctrico mensual	\$ 608		\$ 60		\$ 24	
Grado de varillas	D	D	D	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,75	0,625	0,75	0,625	0,875	0,75
Longitud de las varillas	2670	2125	2670	2125	1636	3174

RECOMENDACIONES

- Este pozo tiene una baja eficiencia en el sistema ya que la unidad instalada es demasiado grande para la cantidad de fluido a extraer, las varillas se encuentran sobrecargadas debido a la velocidad de bombeo tan alta que maneja, por esta razón se sugiere el cambio de la unidad por una con menor capacidad de carga se recomienda la instalación de una unidad **C-80-140-54**.

- En caso de no realizar el cambio de unidad se sugiere balancear la unidad que tiene pues está genera un costo energético alto (\$ 604 mensuales) a comparación con el costo energético generado al balancear la unidad (\$ 60 mensuales) aproximadamente se estaría ahorrando el 90%.
- Se recomienda temporizar este pozo ya que según el análisis nodal se encuentra extrayendo 4 BOPD que en este pozo es el AOF, dejando la unidad encendida 8 horas extrae los mismo que en las 24 horas pero el costo energético va a disminuir considerablemente, como se observa en la tabla anterior, se hace necesario monitorearlo para revisar a qué hora es optimo dejar el pozo encendido, además que la bomba presenta golpe de fluido por y con esto disminuye el problema.
- El ahorro energético se hace dejando la velocidad de bombeo baja y longitud de la carrera alta por esto se recomienda una velocidad de 5 SPM y un recorrido de 34,3”.
- Para realizar el balanceo de la unidad se recomiendan las siguientes distancias entre las pesas y el crank:

CRANKS

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	6468CA	5456CA	4850BA
Pesa	3CR	3CRO	5ARO
Distancia pesa trasera	13"	28,30"	8,90"
Distancia pesa trasera	15"	28,30"	8,90"
Distancia pesa frontal	13"	28,30"	8,90"
Distancia pesa frontal	15"	28,30"	8,90"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

En el balanceo de la unidad se tiene dos opciones la primera es dejar la misma unidad y cambiarle el crank y las pesas dejarlas a una distancia de 28,30”; la segunda opción es realizar el cambio de la unidad y a esta

unidad asignarle el crank y las pesas para este caso en el cuadro anterior encontramos las dadas.

- Se recomienda en la próxima intervención que se realiza cambio de bomba cambiar el tamaño del pistón por uno de diámetro de 1 ¼" ya que con este diámetro la eficiencia del sistema aumenta.

CONDICIONES INICIALES UIS-2

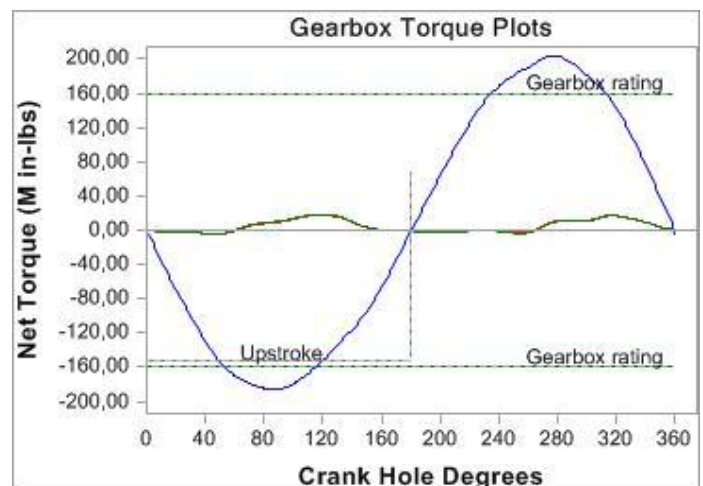
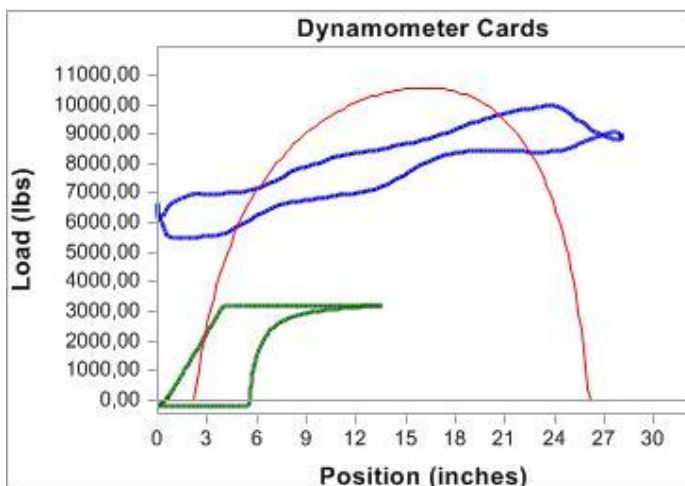
Company: ECOPELROL
 Well: T-060
 Disk file: T-060
 Comment: 04/25/2011

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 08/05/2011

INPUT DATA		CALCULATED RESULTS			
Strokes per minute: 10,8	Fluid level (ft from surface): 4617	Production rate (bfpd): 9	Peak pol. rod load (lbs): 9962		
Run time (hrs/day): 24,0	(ft over pump): 193	Oil production (BOPD): 9	Min. pol. rod load (lbs): 5473		
Tubing pres. (psi): 120	Stuf.box fr. (lbs): 100	Strokes per minute: 10,84	MPRL/PPRL: 0,549		
Casing pres. (psi): 0		System eff. (Motor->Pump): 2%	Unit struct. loading: 59%		
		Permissible load HP: 7,7	PRHP / PLHP: 0,11		
		Fluid load on pump (lbs): 3288	Buoyant rod weight (lbs): 6082		
		Polished rod HP: ,8	N/No: ,194 , Fo/SKr: ,599		
Fluid properties		Motor & power meter			
Water cut: 0%	Power Meter Detent				
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH				
Oil API gravity: 31,0	Type: NEMA D				
Fluid sp. gravity: 0,8708					
Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)					
API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)					
Crank hole number Calculated: #3 (out of 3)					
stroke length (in): Crank: 28					
Rotation with well to right: Max. CCW					
CB moment (M in-lbs): 298					
Structural unbalance (lbs): 586					
Crank offset angle (deg): 0,0					
CBALANCE file: "tibu 60.cbl"					
Tubing and pump information					
Tubing O.D. (ins): 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 1,140				
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 1,140				
Pump depth (ft): 4810	Tubing is not anchored				
Pump condition: Gas intf	Pump load adj. (lbs): 0,0				
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency: 31%				
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0				
Rod string design					
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)		
,75	D (API)	2670	115000		
,625	D (API)	2125	115000		
				Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)
				110%	22443
				97%	18768
				Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)
				12736	4313
				5715	-652
				Stress Calc. Method	
				API MG	API MG
				API MG	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-2

Company: ECOPELROL
 Well: T-060
 Disk file: T-060b...ada.rsvx
 Comment: 04/25/2011

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 08/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 10,8
 Run time (hrs/day): 24,0
 Tubing pres. (psi): 120
 Casing pres. (psi): 0

Fluid level (ft from surface): 4617
 (ft over pump): 193
 Stuf.box fr. (lbs): 100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 0%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 31,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,8708	

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)
 Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 28
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 103
 Structural unbalance (lbs): 586
 Crank offset angle (deg): 0,0

CBALANCE file: "tibu 60.cbl"

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 1,140
Tubing I.D. (ins) 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 1,140
Pump depth (ft): 4810	Tubing is not anchored
Pump condition: Gas intf	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 31%
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,75	D (API)	2670	115000
,625	D (API)	2125	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 9
 Oil production (BOPD): 9
 Strokes per minute: 10,84
 System eff. (Motor->Pump): 19%
 Permissible load HP: 13
 Fluid load on pump (lbs): 3288
 Polished rod HP: ,8

Peak pol. rod load (lbs): 9962
 Min. pol. rod load (lbs): 5473
 MPRL/PPRL 0,549
 Unit struct. loading: 59%
 PRHP / PLHP 0,06
 Buoyant rod weight (lbs): 6082
 N/No: ,194 , Fo/SKr: ,599

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	3 HP	3 HP	3 HP
Single/double cyl. engine:	3 HP	3 HP	3 HP
Multicylinder engine:	3 HP	3 HP	3 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 18
 Gearbox loading: 11%
 Cyclic load factor: 1,8
 Max. CB moment (M in-lbs): 101,82
 Counterbalance effect (lbs): 7894
 Daily electr. use (KWH/day): 24
 Monthly electric bill: \$58
 Electr. cost per bbl. fluid: \$0,215
 Electr. cost per bbl. oil: \$0,215

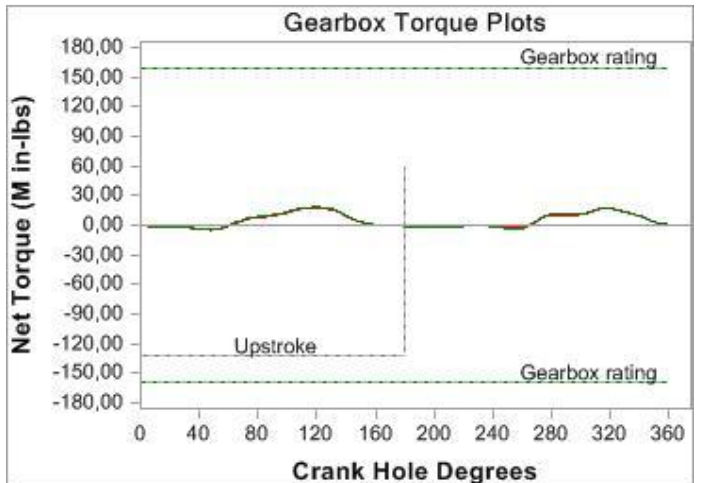
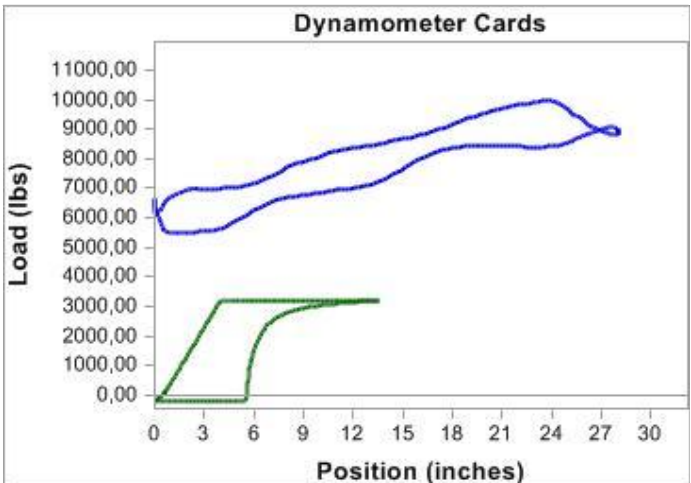
18
11%
1,8
102,73
7959
24
\$60
\$0,220
\$0,220

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 3,4
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 3,0
 Gross pump stroke (ins): 13,5
 Pump spacing (in. from bottom): 14,4
 Minimum pump length (ft): 8,0
 Recommended plunger length (ft): 3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,6)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
110%	22443	12736	4313	API MG
97%	18768	5715	-652	API MG



OPTIMIZADA UIS-2

Company: ECOPELROL
Well: T-060
Disk file: T-060c
Comment: 04/25/2011

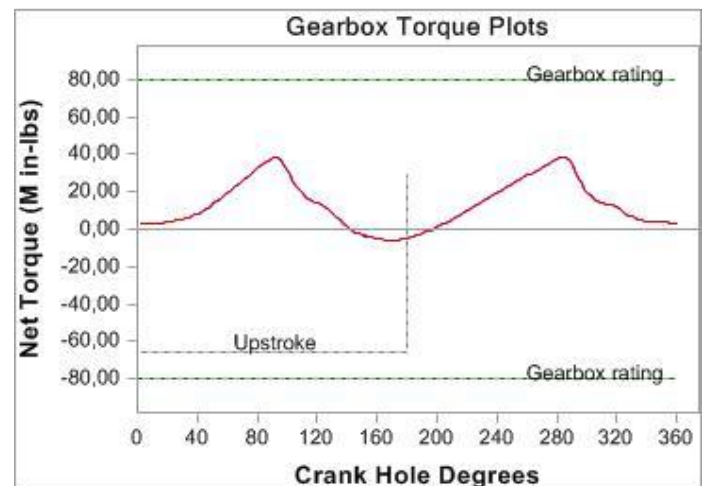
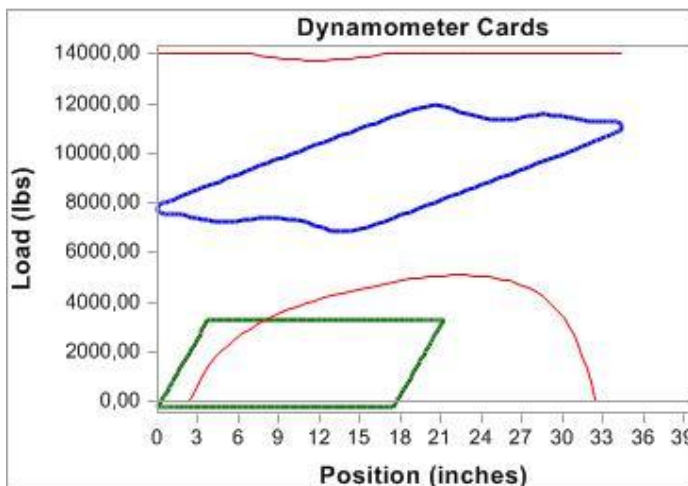
RODSTAR-V 3.1

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: DIANA V/PILAR G
Date: 08/05/2011


INPUT DATA				CALCULATED RESULTS						
Strokes per minute:	5	Fluid level (ft from surface):	4617	Production rate (bfpd):	7	Peak pol. rod load (lbs):	11936			
Run time (hrs/day):	08,0	(ft over pump):	193	Oil production (BOPD):	7	Min. pol. rod load (lbs):	6827			
Tubing pres. (psi):	120	Stuf.box fr. (lbs):	100	Strokes per minute:	5	MPRL/PPRL	0,572			
Casing pres. (psi):	0			System eff. (Motor->Pump):	36%	Unit struct. loading:	85%			
				Permissible load HP:	4,6	PRHP / PLHP	0,23			
				Fluid load on pump (lbs):	3288	Buoyant rod weight (lbs):	7853			
				Polished rod HP:	1,1	N/No: ,092 , Fo/SKr: ,373				
Fluid properties				Motor & power meter						
Water cut:	0%	Power Meter Detent		Required prime mover size (speed var. not included)						
Water sp. gravity:	1	Electr. cost: \$,08/KWH				BALANCED (Min Torq)	EXISTING			
Oil API gravity:	31,0	Type: NEMA D		NEMA D motor:		3 HP	3 HP			
Fluid sp. gravity:	0,8708			Single/double cyl. engine:		3 HP	3 HP			
				Multicylinder engine:		3 HP	3 HP			
Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-80DB-54*)				Torque analysis and electricity consumption		BALANCED (Min Torq)	EXISTING			
API size: C-80-140-54 (unit ID: CLA146)				Peak g'box torq. (M in-lbs):		38	38			
Crank hole number Calculated	#3 (out of 4)			Gearbox loading:		48%	48%			
stroke length (in): Crank	34,3			Cyclic load factor:		1,4	1,4			
Rotation with well to right: Max.	CCW			Max. CB moment (M in-lbs):		156,61	156,62			
CB moment (M in-lbs):	157			Counterbalance effect (lbs):		9674	9675			
Structural unbalance (lbs):	410			Daily electr. use (KWH/day):		10	10			
Crank offset angle (deg):	0,0			Monthly electric bill:		\$24	\$24			
				Electr. cost per bbl. fluid:		\$0,119	\$0,119			
				Electr. cost per bbl. oil:		\$0,119	\$0,119			
Tubing and pump information				Tubing, pump and plunger calculations						
Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	1,910	Tubing stretch (ins):		3,4				
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	1,910	Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):		1,3				
Pump depth (ft):	4810	Tubing is not anchored		Gross pump stroke (ins):		21,2				
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0	Pump spacing (in. from bottom):		14,4				
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	85%	Minimum pump length (ft):		8,0				
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0	Recommended plunger length (ft):		3,0				
Rod string design				Rod string stress analysis (service factor: 0,6)						
Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)	Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method		
,875	D (API)	1636	115000	86%	19803	11639	6763	API MG		
,75	D (API)	3174	115000	90%	19112	8939	-453	API MG		

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

UIS-3

	BOPD	
	Producción actual	31
	Incremental	0
PARAMETROS / DISEÑOS	Condiciones iniciales	
Tipo de Unidad	A-1280-420-192	
Tasa de Producción (BFPD)	674	
Producción de Aceite (BOPD)	34	
SPM	5,9	
Run Time (hrs)	24	
Longitud del Recorrido	147,10	
Tamaño Pistón (in)	3,25	
Tubería Anclada	no	
PPRL (lbs.)	24341	
MPRL (lbs.)	4295	
Carga caja de engranaje (%)	56%	
Carga en las varillas (%)	81%	
Eficiencia del sistema (%)	56%	
Eficiencia de la bomba (%)	85%	
Costo eléctrico mensual	\$ 1.552	
Grado de varillas	E	
Diámetro de las varillas	0,875	
Longitud de las varillas	3989	

- Este pozo no es un candidato para la optimización, las condiciones a las cuales se encuentra trabajando son buenas, tiene baja velocidad de bombeo, y un recorrido alto, además de esto tiene una buena eficiencia en el sistema y una buena carga en las varillas, se recomienda mantenerlo balanceado.
- Presenta varias intervenciones se recomienda tener un Survey para analizar posibles puntos de falla.

CONDICIONES INICIALES UIS-3

RODSTAR-V 3.1

Company: ECOPELROL
Well: TIB
Disk file: TIE x
Comment: 05/30/2011

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: DIANA V/PILAR G
Date: 09/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 5,9	Fluid level	
Run time (hrs/day): 24,0	(ft from surface): 4026	
Tubing pres. (psi): 60	(ft over pump): 0	
Casing pres. (psi): ,3	Stuf.box fr. (lbs): 100	

Production rate (bfpd): 674	Peak pol. rod load (lbs): 24341	
Oil production (BOPD): 34	Min. pol. rod load (lbs): 4295	
Strokes per minute: 5,88	MPRL/PPRL 0,176	
System eff. (Motor->Pump): 56%	Unit struct. loading: 58%	
Permissible load HP: 79,4	PRHP / PLHP 0,33	
Fluid load on pump (lbs): 14854	Buoyant rod weight (lbs): 7892	
Polished rod HP: 25,9	N/No: ,096 , Fo/SKr: ,264	

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 95%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 29,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9929	Size: 100 hp
Compress. index: 3,0	

Prime mover speed variation
Speed variation not considered

Pumping Unit: Lufkin Air-Balanced (A-1280-192-42)

API size: A-1280-420-192 (unit ID: AL19)
Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
stroke length (in): Crank 147,1
Rotation with well to right: Air CW
tank pressure at bottom-of-stroke (psig): Unknown

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)
---	---------------------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 714	Gearbox loading: 56%
Cyclic load factor: 1,5	Max. air tank pres. (psig): 287
Daily electr.use (KWH/day): 636	Monthly electric bill: \$1552
Electr.cost per bbl. fluid: \$0,076	Electr.cost per bbl. oil: \$1,510

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 3,500	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,500	
Tubing I.D. (ins): 2,992	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,500	
Pump depth (ft): 4026	Tubing is not anchored	
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0	
Pump type: Large bore	Pump vol. efficiency: 85%	
Plunger size (ins) 3,25	Pump friction (lbs): 200,0	

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 9,1	Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 55,9
Gross pump stroke (ins): 118,6	Pump spacing (in. from bottom): 12,1
Minimum pump length (ft): 19,0	Recommended plunger length (ft): 3,0

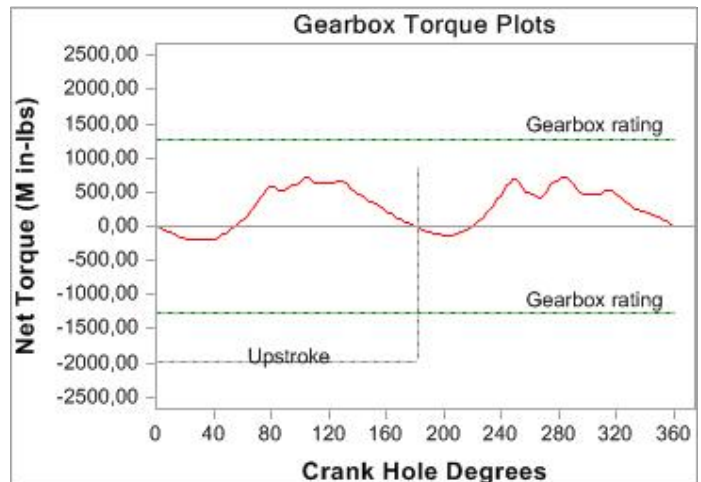
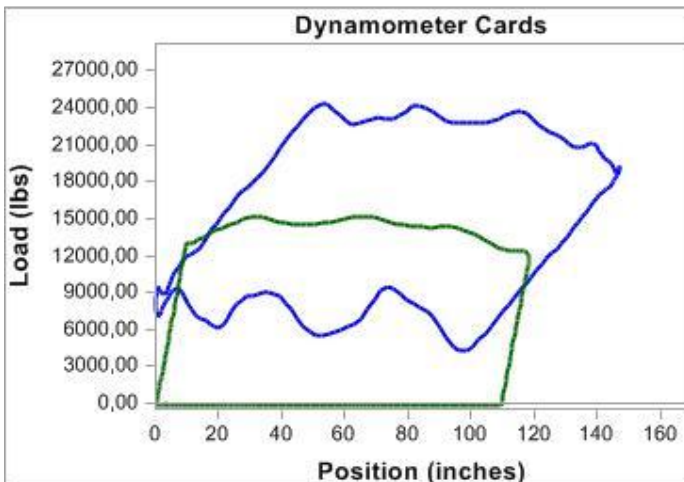
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	WFT EL	3989	N/A


Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
81%	40372	7369	-333	WFT EL

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



UIS-5

	BOPD			
	Producción actual		2	
	incremental		0	
TIBÚ 128	Condiciones iniciales		Balanceo	
Tipo de Unidad	C-160-170-54A		C-160-170-54 ^a	
Tasa de Producción (BFPD)	45		45	
Producción de Aceite (BOPD)	2		2	
SPM	8,41		8,41	
Run Time (hrs)	12		12	
Longitud del Recorrido	54,80		54,80	
Tamaño Pistón (in)	1,5		1,5	
Tubería Anclada	no		No	
PPRL (lbs.)	11066		11066	
MPRL (lbs.)	5000		5000	
Carga caja de engranaje (%)	129%		58%	
Carga en las varillas (%)	49% - 50%		49% - 50%	
Eficiencia del sistema (%)	21%		37%	
Eficiencia de la bomba (%)	88%		88%	
Costo eléctrico mensual	\$ 194		\$ 109	
Grado de varillas	D	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,875	0,75	0,875	0,75
Longitud de las varillas	1537	2812	1537	2812

RECOMENDACIÓN

- Este pozo no tiene ninguna posibilidad de optimización con respecto a los BFPD hasta que el pozo logre estabilizar las condiciones a las cuales trabaja. Se podría pensar en quitarle el temporizado para que este produzca la cantidad de fluido que desplaza la bomba, ya que según análisis nodal este pozo puede producir esa cantidad, pero hay que tener en cuenta que se podría llegar a agotar.
- En el caso de las condiciones actuales en las que se encuentra el pozo se recomienda el balanceo de la unidad ya que este cambio genera un

ahorro económico de aproximadamente \$85 dólares mensuales. En la tabla que se encuentra a continuación observamos la distancia a la cual se deben ubicar las pesas para el balanceo de la unidad.

CRANK

	Actual	Balanceada
Crank	6468 CA	6468 CA
Pesa	3CR	3CR
Distancia pesa trasera	17"	30,52"
Distancia pesa trasera	0"	30,52"
Distancia pesa frontal	17"	30,52"
Distancia pesa frontal	0"	30,52"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

CONDICIONES INICIALES UIS-5

RODSTAR-V 3.3.1

Company: ECOPETROL S.A.
Well: TIB128
Disk file: TIB128
Comment: 30/05/2011

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: DIANA VARGAS
Date: 19/04/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 8.4	Fluid level (ft from surface): 2797
Run time (hrs/day): 12.0	(ft over pump): 1553
Tubing pres. (psi): 100	Stuf.box fr. (lbs): 100
Casing pres. (psi): .2	Pol. Rod Diam: 1.5"

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 96%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$.08/KWH
Oil API gravity: 33.0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0.9944	

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)	Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
stroke length (in): Crank 54.8	Rotation with well to right: Max. CW
CB moment (M in-lbs): 329	Structural unbalance (lbs): 586
Crank offset angle (deg): 0.0	

CBALANCE file: "tibu 128.cbl"

Tubing and pump information			
Tubing O.D. (ins) 2.875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0.770		
Tubing I.D. (ins): 2.441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0.770		
Pump depth (ft): 4350	Tubing is not anchored		
Pump condition: Gas intf	Pump load adj. (lbs): 0.0		
Pump type: Insert	Calc. pump fillage : 88%		
Plunger size (ins) 1.5	Pump friction (lbs): 200.0		

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
0.875	D (API)	1537	115000
0.75	D (API)	2812	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 45	Peak pol. rod load (lbs): 10889
Oil production (BOPD): 2	Min. pol. rod load (lbs): 4823
Strokes per minute: 8.41	MPRL/PPRL 0.443
System eff. (Motor->Pump): 20%	Unit struct. loading: 64%
Permissible load HP: 14.2	PRHP / PLHP 0.24
Fluid load on pump (lbs): 2464	Buoyant rod weight (lbs): 7010
Polished rod HP: 3.4	N/No: .139 , Fo/SKr: .158

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	8 HP	20 HP
Single/double cyl. engine:	8 HP	15 HP
Multicylinder engine:	8 HP	20 HP

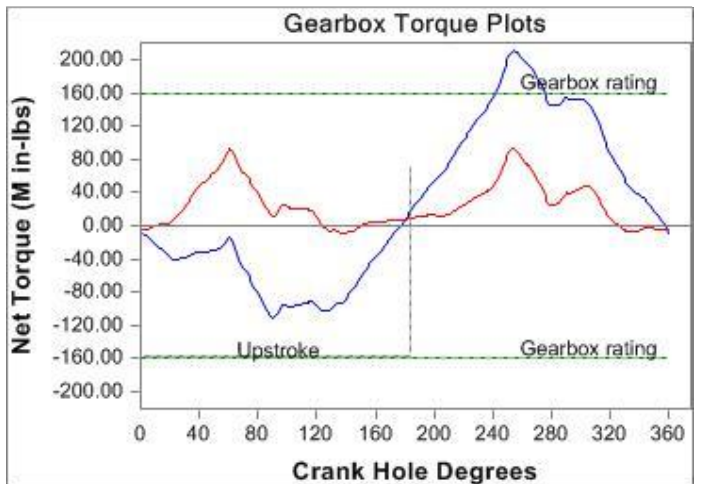
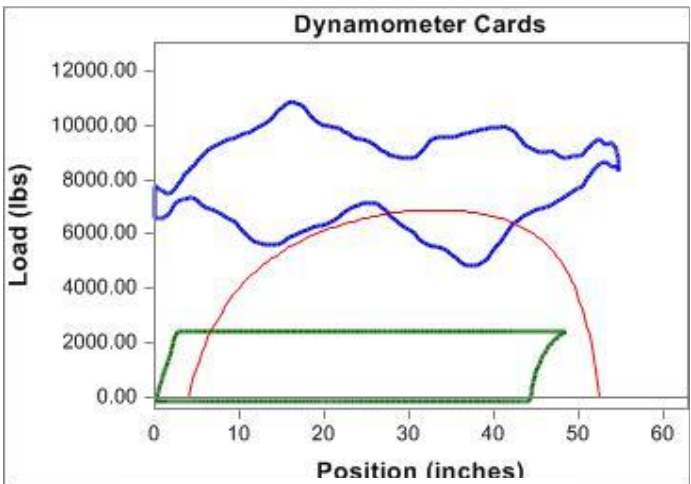
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq. (M in-lbs):	93	210
Gearbox loading:	58%	132%
Cyclic load factor:	1.5	3.9
Max. CB moment (M in-lbs):	207.21	329.49
Counterbalance effect (lbs):	8337	12911
Daily electr.use (KWH/day):	44	82
Monthly electric bill:	\$108	\$200
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0.079	\$0.146
Electr.cost per bbl. oil:	\$1.984	\$3.662

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 2.3
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 2.3
Gross pump stroke (ins): 48.5
Pump spacing (in. from bottom): 13.1
Minimum pump length (ft): 10.0
Recommended plunger length (ft): 3.0

Rod string stress analysis (service factor: 0.85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
49%	18336	8581	4623	API MG
50%	16569	6018	-453	API MG



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-5

Company: ECOPEL...
 Well: TIB128
 Disk file: TIB128 eada.rsvx
 Comment: 30/05/2011

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA VARGAS
 Date: 19/04/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 9
 Run time (hrs/day): 12,0
 Tubing pres. (psi): 100
 Casing pres. (psi): ,2

Fluid level (ft from surface): 2797
 (ft over pump): 1553
 Stuf.box fr. (lbs): 100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 96%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 33,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9944	

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)
 Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 54,8
 Rotation with well to right: Max. CW
 CB moment (M in-lbs): 216
 Structural unbalance (lbs): 586
 Crank offset angle (deg): 0,0

CBALANCE file: "tibu 128.cbl"

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,730
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,730
Pump depth (ft): 4350	Tubing is not anchored
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 85%
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,875	D (API)	1537	115000
,75	D (API)	2812	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 45
 Oil production (BOPD): 2
 Strokes per minute: 9
 System eff. (Motor->Pump): 33%
 Permissible load HP: 17,5
 Fluid load on pump (lbs): 2464
 Polished rod HP: 3,7

Peak pol. rod load (lbs): 11295
 Min. pol. rod load (lbs): 5112
 MPRL/PPRL 0,453
 Unit struct. loading: 66%
 PRHP / PLHP 0,21
 Buoyant rod weight (lbs): 7010
 N/No: ,149 , Fo/SKr: ,158

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	8 HP	8 HP	8 HP
Single/double cyl. engine:	8 HP	8 HP	8 HP
Multicylinder engine:	8 HP	8 HP	8 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 102
 Gearbox loading: 64%
 Cyclic load factor: 1,5
 Max. CB moment (M in-lbs): 207,03
 Counterbalance effect (lbs): 8330
 Daily electr. use (KWH/day): 49
 Monthly electric bill: \$120
 Electr. cost per bbl. fluid: \$0,088
 Electr. cost per bbl. oil: \$2,207

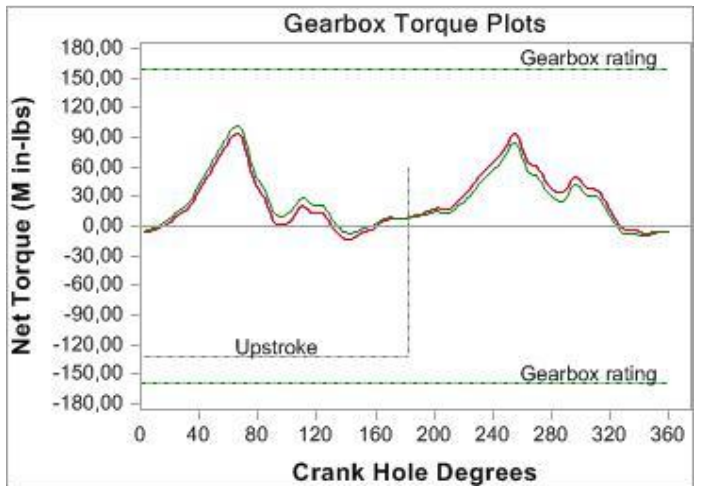
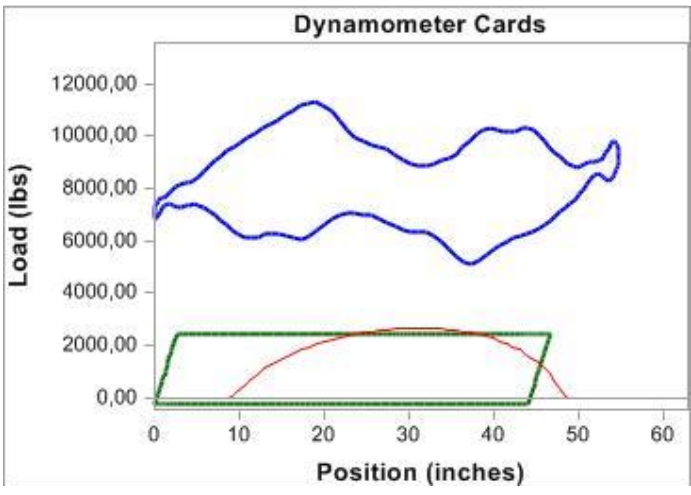
94
 59%
 1,5
 216,12
 8670
 50
 \$122
 \$0,089
 \$2,237

Tubing, pump and plunger calculations


Tubing stretch (ins): 2,3
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 2,3
 Gross pump stroke (ins): 46,8
 Pump spacing (in. from bottom): 13,1
 Minimum pump length (ft): 10,0
 Recommended plunger length (ft): 3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
50%	18717	8767	5048	API MG
51%	17319	6596	-453	API MG



UIS-6

		BOPD
	Producción actual	43
	Incremental	5
PARAMETROS/DISEÑO	Condiciones iniciales	Optimización
Tipo de Unidad	A-640-427-144	A-640-427-144
Tasa de Producción (BFPD)	455	476
Producción de Aceite (BOPD)	45	48
SPM	8	7
Run Time (hrs)	24	24
Longitud del Recorrido	120,90	145,02
Tamaño Pistón (in)	2,25	2,25
Tubería Anclada	3910	3910
PPRL (lbs.)	18989	19303
MPRL (lbs.)	3155	2990
Carga caja de engranaje (%)	61%	75%
Carga en las varillas (%)	65%	63%
Eficiencia del sistema (%)	50%	48%
Eficiencia de la bomba (%)	90%	90%
Costo eléctrico mensual	\$ 1.129	\$ 1.228
Grado de varillas	E	E
Diámetro de las varillas	0,875	0,875
Longitud de las varillas	4028	4028

RECOMENDACIONES

- Se sugiere disminuir la velocidad de bombeo a 7 SPM y aumentar el recorrido a 145,02 in con estos cambios se ganan 21 BFPD y 3 BOPD, ya que genera un ahorro económico y menos desgaste en la unidad de bombeo.
- A este pozo no se le pueden mejorar las condiciones ya que se encuentra trabajando cerca a su AOF y si se intenta sacar más fluido se puede estar secando o agitando, como se demuestra en el Análisis nodal.

CONDICIONES INICIALES UIS-6

STAR-V 3.1

Company: ECOPETROL
Well: T-129
Disk file: TIBU-129
Comment: 04/20/11

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: DIANA VARGAS
Date: Sabado, 07 de Mayo de 2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 8	Fluid level	
Run time (hrs/day): 24,0	(ft from surface): 3869	
Tubing pres. (psi): 90	(ft over pump): 173	
Casing pres. (psi): 0	Stuf.box fr. (lbs): 100	

Production rate (bfpd): 455	Peak pol. rod load (lbs): 18989	
Oil production (BOPD): 45	Min. pol. rod load (lbs): 3155	
Strokes per minute: 7,96	MPRL/PPRL: 0,166	
System eff. (Motor->Pump): 50%	Unit struct. loading: 44%	
Permissible load HP: 63,1	PRHP / PLHP: 0,32	
Fluid load on pump (lbs): 6967	Buoyant rod weight (lbs): 7892	
Polished rod HP: 20,1	N/No: ,131 , Fo/SKr: ,152	

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 90%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 31,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9871	

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)
---	-------------------------------

NEMA D motor:	40 HP
Single/double cyl. engine:	30 HP
Multicylinder engine:	40 HP

Pumping Unit: Lufkin Air-Balanced (A-640D-427-144)

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)
---	-------------------------------

API size: A-640-427-144 (unit ID: AL35)
Crank hole number Calculated #2 (out of 3)
stroke length (in): Crank 120,9
Rotation with well to right: Air CW
tank pressure at bottom-of-stroke (psig): Unknown

Peak g'box torq. (M in-lbs):	394
Gearbox loading:	61%
Cyclic load factor:	1,3
Max. air tank pres. (psig):	247

Daily electr.use (KWH/day):	463
Monthly electric bill:	\$1129
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,081
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,814

Tubing and pump information

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,880	
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,880	
Pump depth (ft): 4042	Tub.anch.depth (ft): 3910	
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0	
Pump type: Tubing	Pump vol. efficiency: 90%	
Plunger size (ins) 2,25	Pump friction (lbs): 200,0	

Tubing stretch (ins):	,2
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,8
Gross pump stroke (ins):	107,8
Pump spacing (in. from bottom):	12,1
Minimum pump length (ft):	17,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

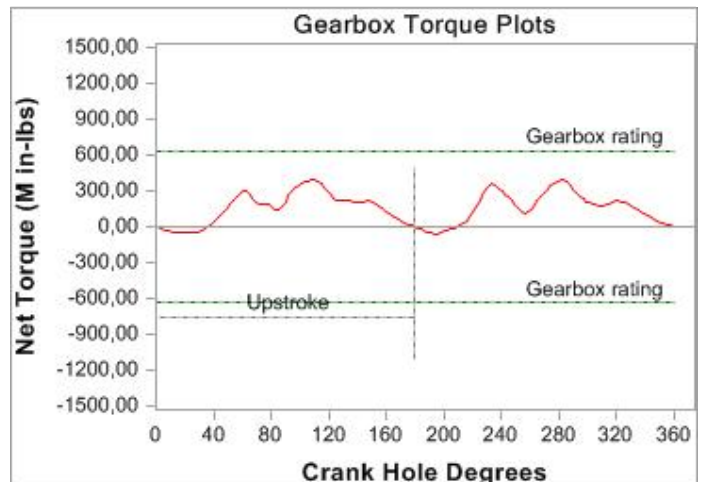
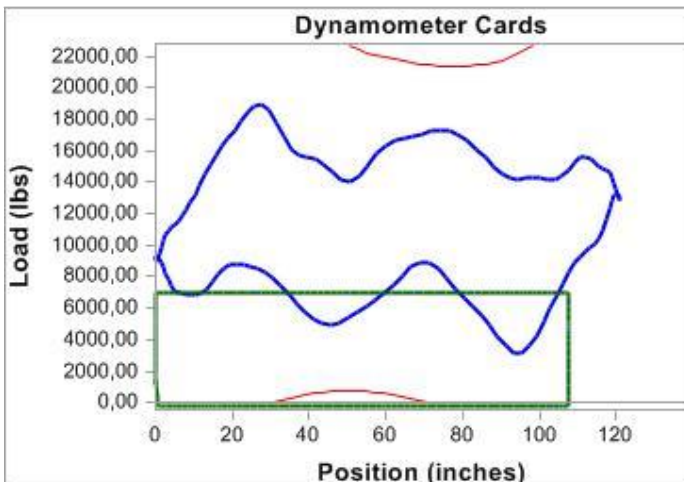
Rod string design

Rod string stress analysis (service factor: 0,81)

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	WFT EL	4028	N/A

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
65%	31503	5503	-333	WFT EL

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



OPTIMIZADA UIS-6

TAR-V 3.1

Company: ECOPETROL
 Well: T-129
 Disk file: TIBU-1: svx
 Comment: 04/20/11

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA VARGAS
 Date: Sabado, 07 de Mayo de 2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 7	Fluid level	
Run time (hrs/day): 24,0	(ft from surface): 3869	
Tubing pres. (psi): 90	(ft over pump): 173	
Casing pres. (psi): 0	Stuf.box fr. (lbs): 100	

Production rate (bfpd): 476	Peak pol. rod load (lbs): 19303
Oil production (BOPD): 48	Min. pol. rod load (lbs): 2990
Strokes per minute: 7	MPRL/PPRL 0,155
System eff. (Motor->Pump): 48%	Unit struct. loading: 45%
Permissible load HP: 58,7	PRHP / PLHP 0,36
Fluid load on pump (lbs): 6967	Buoyant rod weight (lbs): 7892
Polished rod HP: 21,2	N/No: ,115 , Fo/SKr: ,126

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 90%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 31,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9871	Size: 75 hp

Prime mover speed variation
 Speed variation not considered

Pumping Unit: Lufkin Air-Balanced (A-640D-427-144)

API size: A-640-427-144 (unit ID: AL35)
 Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 145,2
 Rotation with well to right: Air CW
 tank pressure at bottom-of-stroke (psig): Unknown

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)
---	---------------------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 480	Gearbox loading: 75%
Cyclic load factor: 1,3	Max. air tank pres. (psig): 254
Daily electr.use (KWH/day): 503	Monthly electric bill: \$1228
Electr.cost per bbl. fluid: \$0,085	Electr.cost per bbl. oil: \$0,846

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,880
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,880
Pump depth (ft): 4042	Tub.anch.depth (ft): 3910
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Tubing	Pump vol. efficiency: 90%
Plunger size (ins) 2,25	Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): ,2
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 0,7
Gross pump stroke (ins): 128,1
Pump spacing (in. from bottom): 12,1
Minimum pump length (ft): 19,0
Recommended plunger length (ft): 3,0

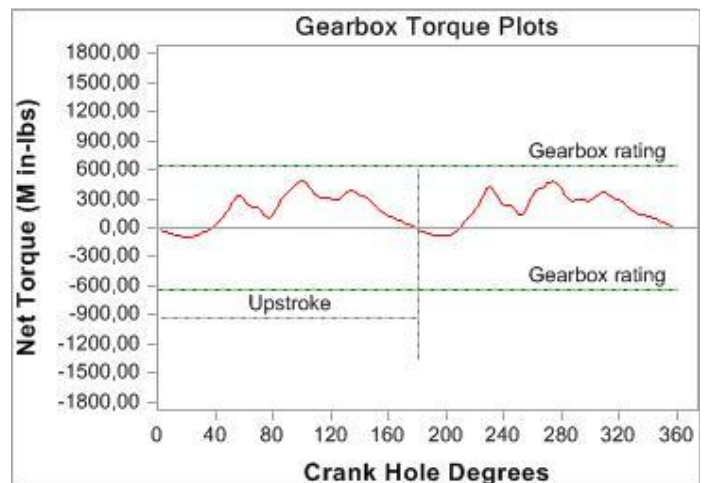
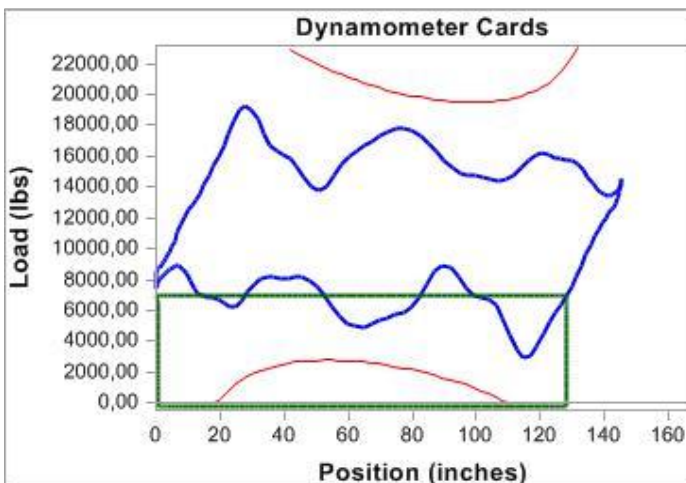
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	WFT EL	4028	N/A

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)


Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
63%	32025	5228	-333	WFT EL

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

UIS-7

	BOPD					
	Producción actual		2			
	Incremental		0			
PARAMETROS /DISEÑOS	Condiciones iniciales		Balanceo		Optimización	
Tipo de Unidad	C-160-170-54		C-160-170-54		C-160-170-54	
Tasa de Producción (BFPD)	32		32		32	
Producción de Aceite (BOPD)	4		4		4	
SPM	9,7		9,7		8	
Run Time (hrs)	24		24		12	
Longitud del Recorrido	41,10		41,10		55,20	
Tamaño Pistón (in)	1,5		1,5		1,5	
Tubería Anclada	No		No		no	
PPRL (lbs.)	9424		9424		9508	
MPRL (lbs.)	3795		3795		3616	
Carga caja de engranaje (%)	102%		31%		53%	
Carga en las varillas (%)	62%-74%		62%-74%		64%-75%	
Eficiencia del sistema (%)	10%		35%		41%	
Eficiencia de la bomba (%)	50%		50%		85%	
Costo eléctrico mensual	\$ 175		\$ 123		\$ 106	
Grado de varillas	D	D	D	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,75	0.625	0,75	0.625	0,75	0.625
Longitud de las varillas	1651	2558	1651	2558	1651	2558

RECOMENDACIONES

- Este pozo se encuentra desde el año 2010 fuera de servicio, se sugiere cuando le realicen la intervención, temporizar el pozo, ya que esté procedimiento solucionaría dos inconvenientes uno es el fuerte golpe de fluido que presentaba la bomba observado en dinagramas anteriores y el otro es que el pozo está produciendo cerca al AOF y el fluido que extrae en las 24 horas lo logra extraer trabajando solo 12 horas, como beneficio reduce el costo energético.

- Se sugiere en el nuevo diseño disminuir la velocidad de extracción y aumentar el recorrido de la unidad ya que esto genera menor costo energético.
- Se recomienda el balanceo de la unidad ya que a las condiciones a las que se encuentra tiene un 2% de sobrecarga en la caja de engranaje, lo que puede producir que esta se quemé; este balanceo genera una disminución en este porcentaje de un 70%

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	6468CA	6468CA	6468CA
Pesa	3R	3R	3R
Distancia pesa trasera	12"	40.71"	35,28"
Distancia pesa trasera	16"	Sin Pesa	35,28"
Distancia pesa frontal	12"	40.71"	35,28"
Distancia pesa frontal	16"	Sin Pesa	35,28"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

- Para el balanceo de la unidad se recomienda al diseño actual quitarle dos pesas y dejar las otras dos a una distancia de 40,71". Para la nueva opción de diseño se recomienda dejar una distancia de 35,28". Esto genera un ahorro de \$69 dólares mensuales entre el nuevo diseño y el diseño actual.

CONDICIONES INICIALES UIS-7

STAR-V 3.1

Company: ECOPE TROL
 Well: TIB154
 Disk file: TIB154
 Comment: 26/02/10

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute:	9,7	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24,0	(ft from surface):	4232
Tubing pres. (psi):	90	(ft over pump):	0
Casing pres. (psi):	,3	Stuf.box fr. (lbs):	100

Production rate (bfpd):	32	Peak pol. rod load (lbs):	9424
Oil production (BOPD):	4	Min. pol. rod load (lbs):	3795
Strokes per minute:	9,73	MPRL/PPRL	0,403
System eff. (Motor->Pump):	10%	Unit struct. loading:	55%
Permissible load HP:	13,4	PRHP / PLHP	0,13
Fluid load on pump (lbs):	3351	Buoyant rod weight (lbs):	4986
Polished rod HP:	1,8	N/No: ,154 , Fo/Skr: ,387	

Fluid properties	Motor & power meter
------------------	---------------------

Water cut:	89%	Power Meter	Detent
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH
Oil API gravity:	31,0	Type:	NEMA D
Fluid sp. gravity:	0,9858	Size:	20 hp

Prime mover speed variation
 Speed variation not considered

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)
--

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)
 Crank hole number Calculated #2 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 41,1
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 282
 Structural unbalance (lbs): 0
 Crank offset angle (deg): 0,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq.(M in-lbs):	60	49	164
Gearbox loading:	38%	31%	102%
Cyclic load factor:	1,9	1,7	8,5
Max. CB moment (M in-lbs):	158,47	145,09	281,54
Counterbalance effect (lbs):	7906	7239	14046
Daily electr.use (KWH/day):	76	83	175
Monthly electric bill:	\$186	\$202	\$426
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,191	\$0,207	\$0,437
Electr.cost per bbl. oil:	\$1,734	\$1,885	\$3,972

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,900
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,900
Pump depth (ft):	4232	Tubing is not anchored	
Pump condition:	FI pound	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	50%
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	3,1
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	3,9
Gross pump stroke (ins):	28,1
Pump spacing (in. from bottom):	12,7
Minimum pump length (ft):	9,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

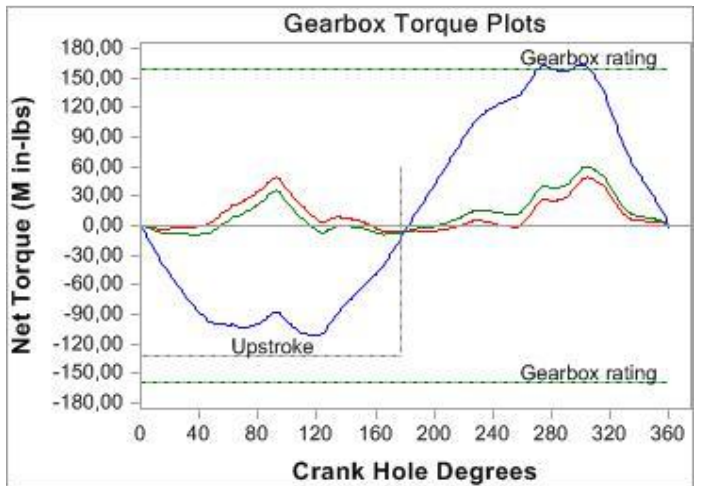
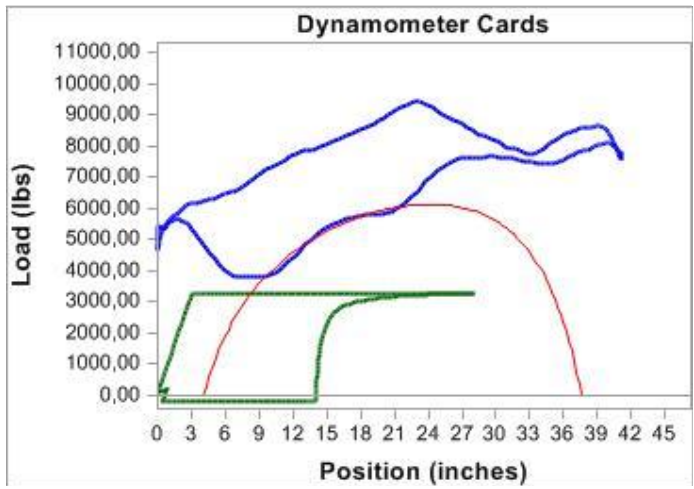
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,75	D (API)	1651	115000
,625	D (API)	2558	115000

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)				
Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method

62%	21194	8907	4014	API MG
74%	21440	5431	-652	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



BALANCEADA UIS-7

Company: ECOP
 Well: TIB154
 Disk file: TIB154 ada.rsvx
 Comment: 26/02/10

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA		
Strokes per minute:	9,7	Fluid level (ft from surface): 4232
Run time (hrs/day):	24,0	(ft over pump): 0
Tubing pres. (psi):	90	Stuf.box fr. (lbs): 100
Casing pres. (psi):	,3	

Fluid properties		Motor & power meter	
Water cut:	89%	Power Meter	Detent
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH
Oil API gravity:	31,0	Type:	NEMA D
Fluid sp. gravity:	0,9858		

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size:	C-160-170-54 (unit ID: CLA71)
Crank hole number	Calculated #2 (out of 3)
stroke length (in):	Crank 41,1
Rotation with well to right:	Max. CCW
CB moment (M in-lbs):	145
Structural unbalance (lbs):	0
Crank offset angle (deg):	0,0

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,900
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,900
Pump depth (ft):	4232	Tubing is not anchored	
Pump condition:	Gas intf	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	50%
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,75	D (API)	1651	115000
,625	D (API)	2558	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

CALCULATED RESULTS			
Production rate (bfpd):	32	Peak pol. rod load (lbs):	9424
Oil production (BOPD):	4	Min. pol. rod load (lbs):	3795
Strokes per minute:	9,73	MPRL/PPRL	0,403
System eff. (Motor->Pump):	35%	Unit struct. loading:	55%
Permissible load HP:	16,1	PRHP / PLHP	0,11
Fluid load on pump (lbs):	3351	Buoyant rod weight (lbs):	4986
Polished rod HP:	1,8	N/No: ,154 , Fo/SKr: ,387	

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	5 HP	5 HP	5 HP
Single/double cyl. engine:	5 HP	5 HP	5 HP
Multicylinder engine:	5 HP	5 HP	5 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq. (M in-lbs):	49	49	49
Gearbox loading:	31%	31%	31%
Cyclic load factor:	1,7	1,7	1,7
Max. CB moment (M in-lbs):	145,08	145,09	145,08
Counterbalance effect (lbs):	7238	7239	7238
Daily electr. use (KWH/day):	51	51	51
Monthly electric bill:	\$123	\$123	\$123
Electr. cost per bbl. fluid:	\$0,126	\$0,126	\$0,126
Electr. cost per bbl. oil:	\$1,150	\$1,150	\$1,150

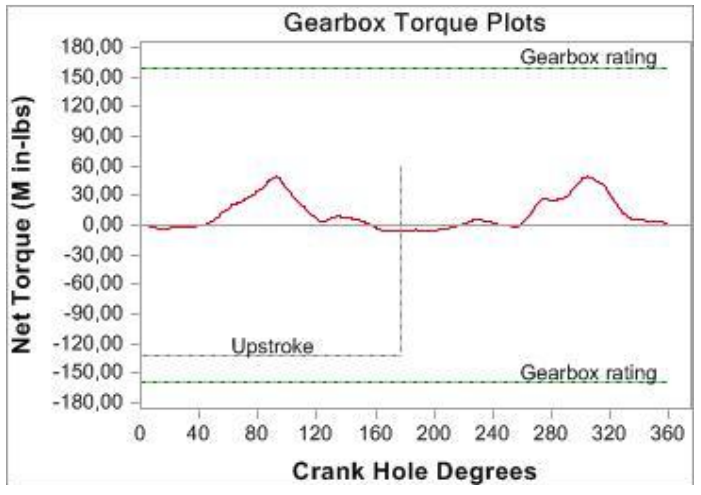
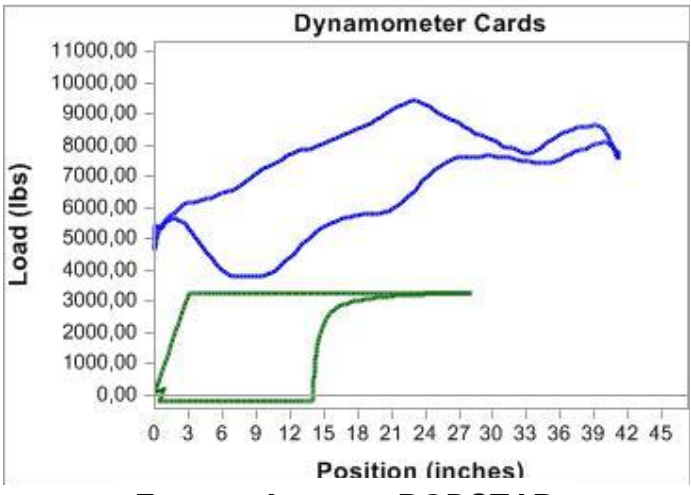
Peak g'box torq. (M in-lbs):	49	49	49
Gearbox loading:	31%	31%	31%
Cyclic load factor:	1,7	1,7	1,7
Max. CB moment (M in-lbs):	145,08	145,09	145,08
Counterbalance effect (lbs):	7238	7239	7238
Daily electr. use (KWH/day):	51	51	51
Monthly electric bill:	\$123	\$123	\$123
Electr. cost per bbl. fluid:	\$0,126	\$0,126	\$0,126
Electr. cost per bbl. oil:	\$1,150	\$1,150	\$1,150

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	3,1
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	3,9
Gross pump stroke (ins):	28,1
Pump spacing (in. from bottom):	12,7
Minimum pump length (ft):	9,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
62%	21194	8907	4014	API MG
74%	21440	5431	-652	API MG



Fuente: Autores, RODSTAR

OPTIMIZADA UIS-7

Company: ECOPE
 Well: TIB154
 Disk file: TIB154
 Comment: 26/02/10

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 8
 Run time (hrs/day): 12,0
 Tubing pres. (psi): 90
 Casing pres. (psi): ,3

Fluid level (ft from surface): 4232
 (ft over pump): 0
 Stuf.box fr. (lbs): 100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 89%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 31,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9858	

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)
 Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 55,2
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 181
 Structural unbalance (lbs): 0
 Crank offset angle (deg): 0,0

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,830
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,830
Pump depth (ft): 4232	Tubing is not anchored
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 85%
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,75	D (API)	1651	115000
,625	D (API)	2558	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 32
 Oil production (BOPD): 4
 Strokes per minute: 8
 System eff. (Motor->Pump): 41%
 Permissible load HP: 15,1
 Fluid load on pump (lbs): 3351
 Polished rod HP: 3,2

Peak pol. rod load (lbs): 9508
 Min. pol. rod load (lbs): 3616
 MPRL/PPRL 0,38
 Unit struct. loading: 56%
 PRHP / PLHP 0,21
 Buoyant rod weight (lbs): 4986
 N/No: ,126 , Fo/SKr: ,288

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	8 HP	8 HP	8 HP
Single/double cyl. engine:	8 HP	8 HP	8 HP
Multicylinder engine:	8 HP	8 HP	8 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 94
 Gearbox loading: 59%
 Cyclic load factor: 1,5
 Max. CB moment (M in-lbs): 189,97
 Counterbalance effect (lbs): 7184
 Daily electr. use (KWH/day): 42
 Monthly electric bill: \$103
 Electr. cost per bbl. fluid: \$0,105
 Electr. cost per bbl. oil: \$0,959

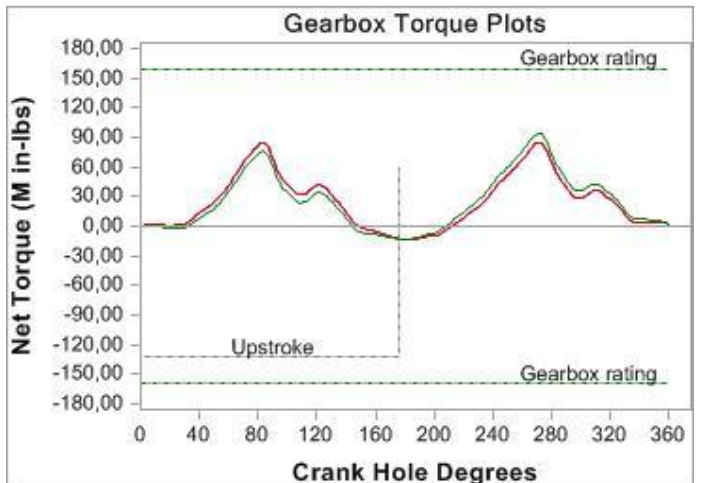
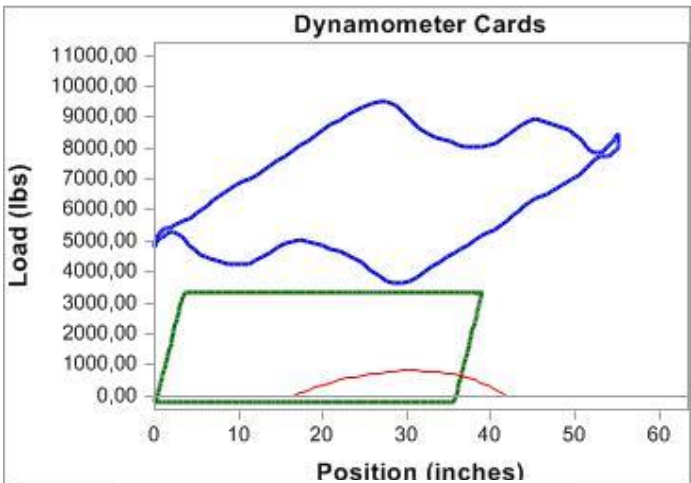
85
 53%
 1,5
 181,37
 6859
 43
 \$106
 \$0,108
 \$0,984

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 3,1
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 2,7
 Gross pump stroke (ins): 39,0
 Pump spacing (in. from bottom): 12,7
 Minimum pump length (ft): 10,0
 Recommended plunger length (ft): 3,0


Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
64%	21385	8501	4245	API MG
75%	21846	5762	-652	API MG



Fuente: Autores, RODSTAR

UIS-8

	BOPD		
	Producción actual	2	
	Incremental	0	
PARAMETROS /DISEÑOS	Condiciones iniciales	Balanceo	Optimización
Tipo de Unidad	C-160-170-54	C-160-170-54	C-160-170-54
Tasa de Producción (BFPD)	11	11	47
Producción de Aceite (BOPD)	0	0	1
SPM	9,7	9,7	9,7
Run Time (hrs)	24	24	12
Longitud del Recorrido	55,20	55,20	55,20
Tamaño Pistón (in)	1,5	1,5	1,5
Tubería Anclada	No	No	No
PPRL (lbs.)	10899	10899	10993
MPRL (lbs.)	5525	5525	4107
Carga caja de engranaje (%)	48%	30%	65%
Carga en las varillas (%)	66%	66%	78%
Eficiencia del sistema (%)	9%	9%	39%
Eficiencia de la bomba (%)	10%	10%	85%
Costo eléctrico mensual	\$ 211	\$ 63	\$ 62
Grado de varillas	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,75	0,75	0,75
Longitud de las varillas	4111	4111	4111

RECOMENDACIONES

- Como se observó en el dinagrama este pozo tiene un problema grande con la bomba ya que presenta un golpe de fluido muy marcado, lo cual hace que la eficiencia de la bomba disminuya a un 10%, para la solución de este inconveniente se pensó en temporizar el pozo, monitoreándolo, observando y concluyendo que tan eficiente puede llegar a quedar la bomba, ya que con esta falla la unidad no está generando fluido.

- Se sugiere balancear la unidad de la siguiente manera:

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	6468CA	6468CA	6468CA
Pesa	3CR	3CR	3CR
Distancia pesa trasera	20"	21,10"	31,11"
Distancia pesa trasera	20"	21,10"	31,11"
Distancia pesa frontal	20"	21,10"	31,11"
Distancia pesa frontal	20"	21,10"	31,11"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

En la tercera columna se muestra el nuevo con las distancias pertinentes para las pesas. Al balancear la unidad se ahorra \$4 dólares mensuales.

- No se recomienda nada más ya que el pozo está trabajando cerca al AOF.
- Este pozo es un mal candidato para la optimización el tenerlo prendido puede estar llegando a causar más pérdidas que ganancias, se sugiere revisar si es más conveniente tenerlo prendido o apagado.

CONDICIONES INICIALES UIS-8

Company: ECOFLUID S.A.
 Well: TIB257
 Disk file: TIB257...
 Comment: Reporte 05/26/2011

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: Diana V. /Pilar G.
 Date: 01/09/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 9,7 Pump int. pr. (psi): 80
 Run time (hrs/day): 12,0 Fluid level
 Tubing pres. (psi): 95 (ft over pump): 172
 Casing pres. (psi): ,3 Stuf.box fr. (lbs): 100

Production rate (bfpd): 47 Peak pol. rod load (lbs): 10993
 Oil production (BOPD): 1 Min. pol. rod load (lbs): 4107
 Strokes per minute: 9,73 MPRL/PPRL 0,374
 System eff. (Motor->Pump): 39% Unit struct. loading: 65%
 Permissible load HP: 18,7 PRHP / PLHP 0,25
 Fluid load on pump (lbs): 3190 Buoyant rod weight (lbs): 5871
 Polished rod HP: 4,7 N/No: ,164 , Fo/SKr: ,212

Fluid properties	Motor & power meter
------------------	---------------------

Water cut: 98% Power Meter Detent
 Water sp. gravity: 1 Electr. cost: \$,08/KWH
 Oil API gravity: 31,0 Type: NEMA D
 Fluid sp. gravity: 0,9974

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
--	------------------------	------------------------	----------

NEMA D motor: 10 HP 10 HP 10 HP
 Single/double cyl. engine: 10 HP 10 HP 10 HP
 Multicylinder engine: 10 HP 10 HP 10 HP

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)
 Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 55,2
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 209
 Structural unbalance (lbs): 0
 Crank offset angle (deg): 0,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
--	------------------------	------------------------	----------

Peak g'box torq.(M in-lbs): 111 102 103
 Gearbox loading: 69% 64% 65%
 Cyclic load factor: 1,5 1,5 1,5
 Max. CB moment (M in-lbs): 198,88 208,31 209,48
 Counterbalance effect (lbs): 7521 7878 7922
 Daily electr.use (KWH/day): 61 62 62
 Monthly electric bill: \$149 \$152 \$152
 Electr.cost per bbl. fluid: \$0,103 \$0,105 \$0,106
 Electr.cost per bbl. oil: \$5,164 \$5,272 \$5,276

CBALANCE file: "tibu 257.cbl"
Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875 Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,720
 Tubing I.D. (ins): 2,441 Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,720
 Pump depth (ft): 4111 Tubing is not anchored
 Pump condition: Full Pump load adj. (lbs): 0,0
 Pump type: Insert Pump vol. efficiency : 85%
 Plunger size (ins) 1,5 Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 2,8
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 3,1
 Gross pump stroke (ins): 46,5
 Pump spacing (in. from bottom): 12,3
 Minimum pump length (ft): 10,0
 Recommended plunger length (ft): 3,0

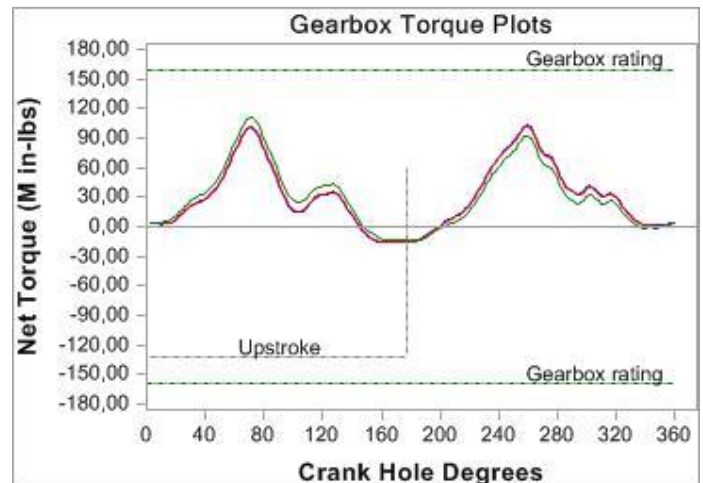
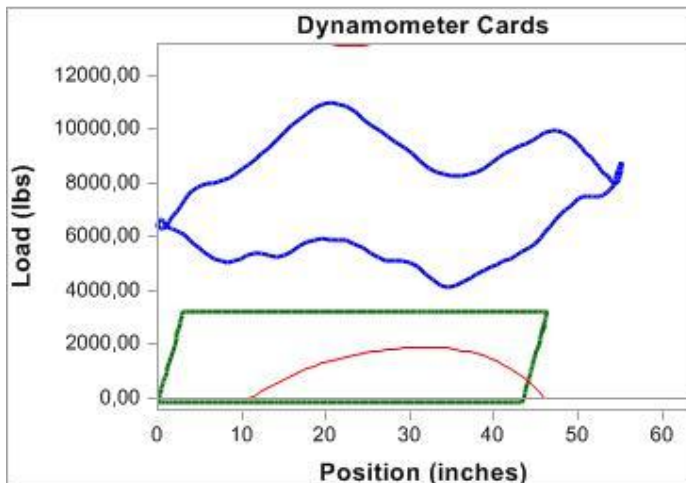
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.75	D (API)	4111	115000

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
78%	24752	9617	-453	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-8

Company: ECOPETRON S.A.
 Well: TIB257
 Disk file: TIB257...ada.rsvx
 Comment: Reporte 05/26/2011

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: Diana V. /Pilar G.
 Date: 01/09/2011

INPUT DATA		CALCULATED RESULTS	
Strokes per minute:	9,7	Fluid level (ft from surface):	4111
Run time (hrs/day):	24,0	(ft over pump):	0
Tubing pres. (psi):	95	Stuf.box fr. (lbs):	100
Casing pres. (psi):	,3		
Production rate (bfpd):	11	Peak pol. rod load (lbs):	10899
Oil production (BOPD):	0	Min. pol. rod load (lbs):	5525
Strokes per minute:	9,73	MPRL/PPRL	0,507
System eff. (Motor->Pump):	9%	Unit struct. loading:	64%
Permissible load HP:	18,7	PRHP / PLHP	0,08
Fluid load on pump (lbs):	3305	Buoyant rod weight (lbs):	5871
Polished rod HP:	1,5	N/No: ,164 , Fo/SKr: ,219	

Fluid properties		Motor & power meter	
Water cut:	98%	Power Meter	Detent
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH
Oil API gravity:	31,0	Type:	NEMA D
Fluid sp. gravity:	0,9974		

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)

Crank hole number	Calculated	#1 (out of 3)
stroke length (in):	Crank	55,2
Rotation with well to right:	Max.	CCW
CB moment (M in-lbs):		263
Structural unbalance (lbs):		0
Crank offset angle (deg):		0,0

CBALANCE file: "tibu 257.cbl"
Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,710
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,710
Pump depth (ft):	4111	Tubing is not anchored	
Pump condition:	FI pound	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	10%
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.75	D (API)	4111	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	5 HP	8 HP	8 HP
Single/double cyl. engine:	5 HP	5 HP	5 HP
Multicylinder engine:	5 HP	8 HP	8 HP

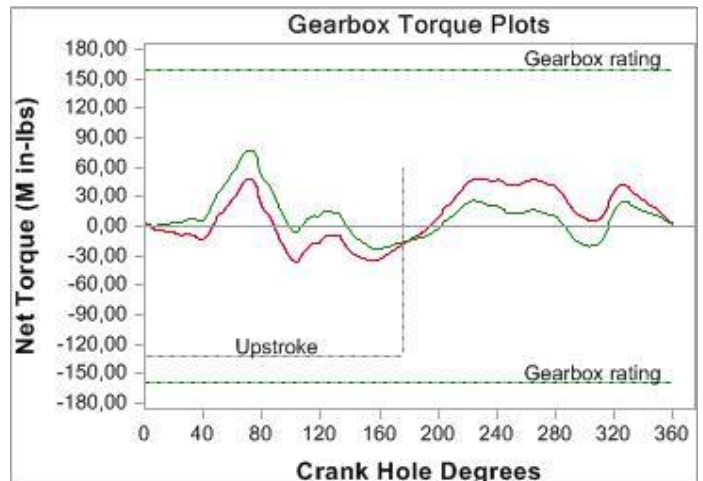
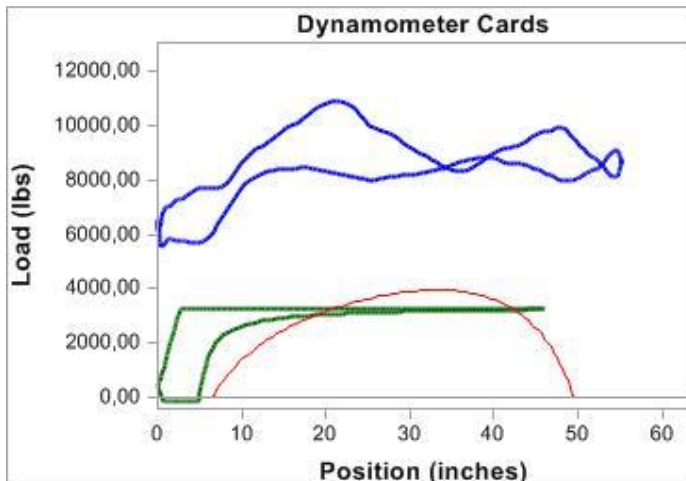
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq.(M in-lbs):	78	48	48
Gearbox loading:	49%	30%	30%
Cyclic load factor:	2,3	2,8	2,8
Max. CB moment (M in-lbs):	231,53	262,61	262,61
Counterbalance effect (lbs):	8756	9931	9931
Daily electr.use (KWH/day):	54	63	63
Monthly electric bill:	\$131	\$153	\$153
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,391	\$0,458	\$0,458
Electr.cost per bbl. oil:	\$19,553	\$22,879	\$22,879

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	3,0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,8
Gross pump stroke (ins):	46,0
Pump spacing (in. from bottom):	12,3
Minimum pump length (ft):	10,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
66%	24539	12828	-453	API MG



OPTIMIZADA UIS-8

Company: ECOPEPETROL S.A.
 Well: TIB25
 Disk file: TIB25
 Comment: Reporte 05/26/2011

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: Diana V. /Pilar G.
 Date: 01/09/2011

INPUT DATA

Strokes per minute:	9,7	Fluid level	
Run time (hrs/day):	12,0	(ft from surface):	4111
Tubing pres. (psi):	95	(ft over pump):	0
Casing pres. (psi):	,3	Stuf.box fr. (lbs):	100

Fluid properties Motor & power meter

Water cut:	98%	Power Meter	Detent
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH
Oil API gravity:	31,0	Type:	NEMA D
Fluid sp. gravity:	0,9974		

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)
 Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 55,2
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 209
 Structural unbalance (lbs): 0
 Crank offset angle (deg): 0,0

CBALANCE file: "tibu 257.cbl" Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,720
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,720
Pump depth (ft):	4111	Tubing is not anchored	
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	85%
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.75	D (API)	4111	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

CALCULATED RESULTS

Production rate (bfpd):	47	Peak pol. rod load (lbs):	11114
Oil production (BOPD):	1	Min. pol. rod load (lbs):	4108
Strokes per minute:	9,73	MPRL/PPRL	0,37
System eff. (Motor->Pump):	40%	Unit struct. loading:	65%
Permissible load HP:	18,7	PRHP / PLHP	0,25
Fluid load on pump (lbs):	3305	Buoyant rod weight (lbs):	5871
Polished rod HP:	4,8	N/No: ,164 , Fo/SKr: ,219	

Required prime mover size (speed var. not included)

	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	10 HP	10 HP	10 HP
Single/double cyl. engine:	10 HP	10 HP	10 HP
Multicylinder engine:	10 HP	10 HP	10 HP

Torque analysis and electricity consumption

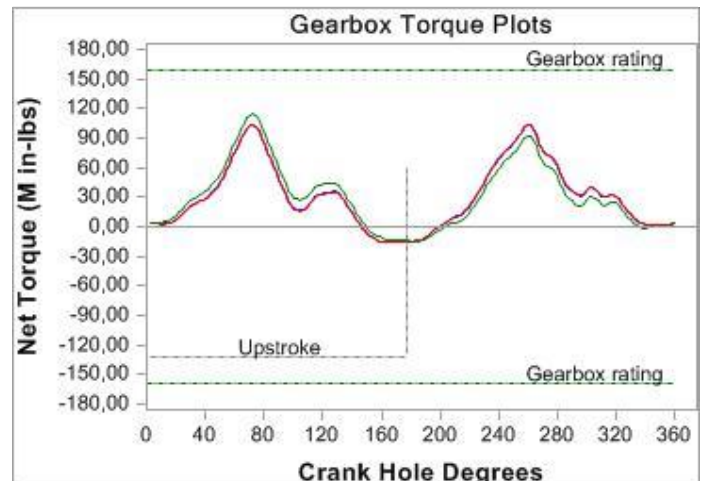
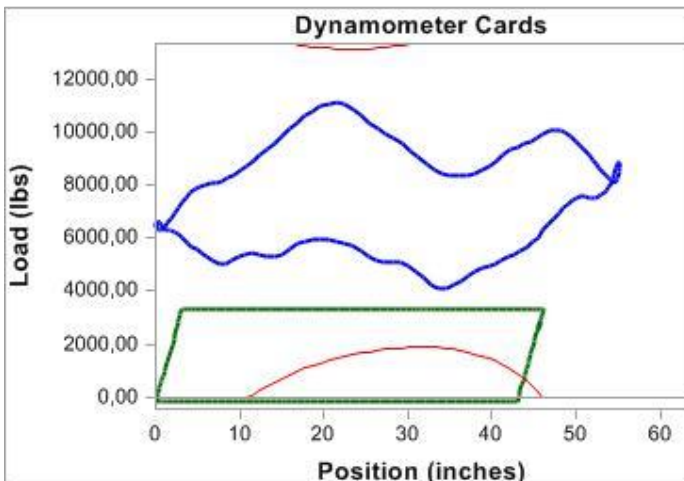
	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq. (M in-lbs):	115	104	104
Gearbox loading:	72%	65%	65%
Cyclic load factor:	1,5	1,5	1,5
Max. CB moment (M in-lbs):	198,54	210,01	209,48
Counterbalance effect (lbs):	7508	7942	7922
Daily electr. use (KWH/day):	62	63	63
Monthly electric bill:	\$152	\$155	\$155
Electr. cost per bbl. fluid:	\$0,106	\$0,108	\$0,108
Electr. cost per bbl. oil:	\$5,322	\$5,401	\$5,400

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	3,0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	3,2
Gross pump stroke (ins):	46,2
Pump spacing (in. from bottom):	12,3
Minimum pump length (ft):	10,0
Recommended plunger length (ft):	3,0


Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
79%	25025	9621	-453	API MG



Fuente: Autores, RODSTAR

UIS-9

	BOPD		
	Producción actual	19	
	incremental	0	
	Condiciones iniciales	Balanceo	Optimización
Tipo de Unidad	M-456-305-168	M-456-305-168	M-456-305-168
Tasa de Producción (BFPD)	241	241	264
Producción de Aceite (BOPD)	19	19	21
SPM	9,1	9,1	6
Run Time (hrs)	24	24	24
Longitud del Recorrido	130,80	130,80	130,8
Tamaño Pistón (in)	2	2	2
Tubería Anclada	no	No	4255
PPRL (lbs.)	17747	17747	16546
MPRL (lbs.)	2930	2930	4515
Carga caja de engranaje (%)	172%	93%	75%
Carga en las varillas (%)	176%	176%	52%
Eficiencia del sistema (%)	26%	26%	49%
Eficiencia de la bomba (%)	50%	50%	85%
Costo eléctrico mensual	\$ 1.222	\$ 1.222	\$ 755
Grado de varillas	D	D	E
Diámetro de las varillas	0,875	0,875	0,875
Longitud de las varillas	4226	4226	4226

RECOMENDACIONES

- Las últimas intervenciones realizadas a este pozo, ha presentado varilla partida, como se observa en la primera corrida del diseño actual, la unidad se encuentra sobrebalanceada, lo que probablemente está generando este problema, tiene una sobrecarga de 76%, además la caja reductora presenta el mismo inconveniente está sobrecargada en un 72%, esto puede generar mayores gastos en la intervención de este, por esta razón lo primero que se recomienda es el balanceo de la unidad en la tabla que aparece a continuación observamos la distancia que debería tener las pesas en el

crank para establecer el mejor balanceo, en este caso se tomo la decisión de prescindir de dos pesas ya que esto hace que no tengamos que reemplazarlas por nuevas y generar más gastos.

- Para la sobrecarga en las varillas se recomienda cambiar la varilla a Grado E toda del mismo diámetro de 0,875 para así lograr una reducción en la carga de las varillas de un 91%.
- Como este pozo no tiene problemas de Scale se recomienda anclar la tubería para evitar el movimiento de la misma y así no generar fricción entre la misma y la varilla.
- Para el problema de leve interferencia de gas se recomienda usar ancla de gas, ya que para profundizar la bomba implica tener un buen análisis de arena además en las últimas intervenciones realizadas la bomba a salido con problemas de finos por tal motivo no es recomendable profundizarla más.

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	168108MROA	168108MROA	168108MROA
Pesa	1RO	1RO	1RO
Distancia pesa trasera	20"	36,54"	10,13"
Distancia pesa trasera	10"	Sin Pesa	10,13"
Distancia pesa frontal	20"	36,54"	10,13"
Distancia pesa frontal	10"	Sin Pesa	10,13"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

CONDICIONES INICIALES UIS-9

Company: ECOPELROL
 Well: TIB347
 Disk file: TIB347.....
 Comment: 25/04/11

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 9,1 Fluid level
 Run time (hrs/day): 24,0 (ft from surface): 4174
 Tubing pres. (psi): 100 (ft over pump): 81
 Casing pres. (psi): ,3 Stuf.box fr. (lbs): 100

Production rate (bfpd): 241 Peak pol. rod load (lbs): 17747
 Oil production (BOPD): 19 Min. pol. rod load (lbs): 2930
 Strokes per minute: 9,05 MPRL/PPRL 0,165
 System eff. (Motor->Pump): 28% Unit struct. loading: 58%
 Permissible load HP: 57,9 PRHP / PLHP 0,27
 Fluid load on pump (lbs): 5948 Buoyant rod weight (lbs): 8327
 Polished rod HP: 15,4 N/No: ,156 , Fo/SKr: ,126

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 92%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 30,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9901	Size: 75 hp

Prime mover speed variation
 Speed variation not considered

Pumping Unit: Lufkin Mark II (M-456D-305-168)

API size: M-456-305-168 (unit ID: ML19)
 Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 130,8
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 988
 Structural unbalance (lbs): -4
 Crank offset angle (deg): 19,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	----------

Peak g'box torq.(M in-lbs):	426	785
Gearbox loading:	93%	172%
Cyclic load factor:	2,1	2,2
Max. CB moment (M in-lbs):	624,37	987,67
Counterbalance effect (lbs):	10410	16469
Daily electr.use (KWH/day):	501	477
Monthly electric bill:	\$1222	\$1164
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,166	\$0,159
Electr.cost per bbl. oil:	\$2,081	\$1,982

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,830
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,830
Pump depth (ft): 4255	Tubing is not anchored
Pump condition: Gas intf	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 50%
Plunger size (ins) 2	Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	5,5
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	11,6
Gross pump stroke (ins):	119,6
Pump spacing (in. from bottom):	12,8
Minimum pump length (ft):	16,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

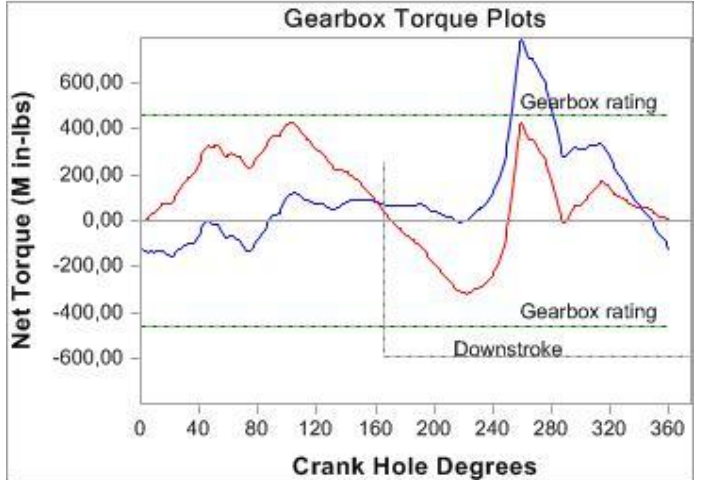
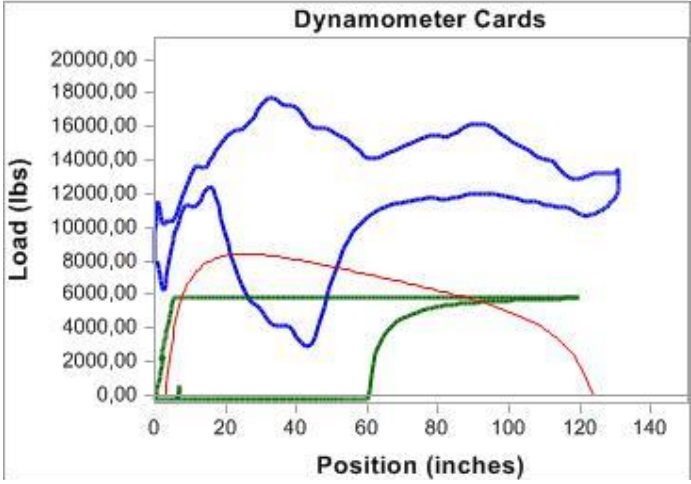
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	D (API)	4226	115000

Rod string stress analysis (service factor: 0,72)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
138%	29448	5139	-333	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-9

Company: ECOPETR...
 Well: TIB347
 Disk file: TIB347 ada.rsvx
 Comment: 25/04/11

RODSIAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 9,1 Fluid level
 Run time (hrs/day): 24,0 (ft from surface): 4174
 Tubing pres. (psi): 100 (ft over pump): 81
 Casing pres. (psi): ,3 Stuf.box fr. (lbs): 100

Production rate (bfpd): 241 Peak pol. rod load (lbs): 17747
 Oil production (BOPD): 19 Min. pol. rod load (lbs): 2930
 Strokes per minute: 9,05 MPRL/PPRL 0,165
 System eff. (Motor->Pump): 26% Unit struct. loading: 58%
 Permissible load HP: 56,1 PRHP / PLHP 0,27
 Fluid load on pump (lbs): 5948 Buoyant rod weight (lbs): 8327
 Polished rod HP: 15,4 N/No: ,156 , Fo/SKr: ,126

Fluid properties	Motor & power meter
------------------	---------------------

Water cut: 92% Power Meter Detent
 Water sp. gravity: 1 Electr. cost: \$,08/KWH
 Oil API gravity: 30,0 Type: NEMA D
 Fluid sp. gravity: 0,9901 Size: 75 hp

Prime mover speed variation
 Speed variation not considered

Pumping Unit: Lufkin Mark II (M-456D-305-168)

API size: M-456-305-168 (unit ID: ML19)
 Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 130,8
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 624
 Structural unbalance (lbs): -4
 Crank offset angle (deg): 19,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	----------

Peak g'box torq.(M in-lbs): 426 426
 Gearbox loading: 93% 93%
 Cyclic load factor: 2,1 2,1
 Max. CB moment (M in-lbs): 624,37 624,38
 Counterbalance effect (lbs): 10410 10410
 Daily electr.use (KWH/day): 501 501
 Monthly electric bill: \$1222 \$1222
 Electr.cost per bbl. fluid: \$0,166 \$0,166
 Electr.cost per bbl. oil: \$2,081 \$2,080

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875 Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,830
 Tubing I.D. (ins): 2,441 Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,830
 Pump depth (ft): 4255 Tubing is not anchored
 Pump condition: Gas intf Pump load adj. (lbs): 0,0
 Pump type: Insert Pump vol. efficiency : 50%
 Plunger size (ins) 2 Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 5,5
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 11,6
 Gross pump stroke (ins): 119,6
 Pump spacing (in. from bottom): 12,8
 Minimum pump length (ft): 16,0
 Recommended plunger length (ft): 3,0

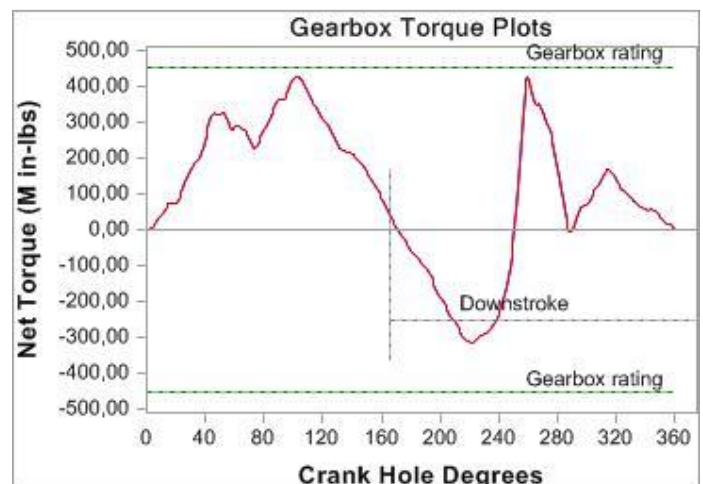
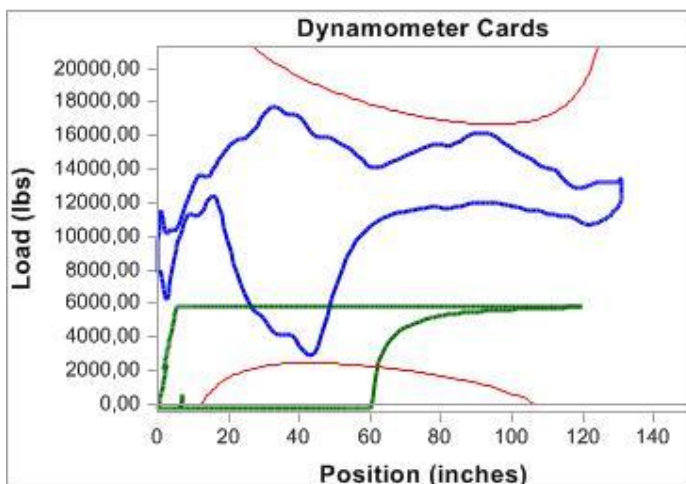
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	D (API)	4226	115000

Rod string stress analysis (service factor: 0,6)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
176%	29448	5139	-333	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

OPTIMIZACION UIS-9

Company: ECO-FLUID
 Well: TIB347
 Disk file: TIB347_adoE.rsvx
 Comment: 25/04/11

RODSTAR-V 3.1

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com) Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 6 Fluid level (ft from surface): 4174
 Run time (hrs/day): 24,0 (ft over pump): 81
 Tubing pres. (psi): 100 Stuf.box fr. (lbs): 100
 Casing pres. (psi): ,3

Production rate (bfpd): 280 Peak pol. rod load (lbs): 16546
 Oil production (BOPD): 22 Min. pol. rod load (lbs): 4515
 Strokes per minute: 6 MPRL/PPRL: 0,273
 System eff. (Motor->Pump): 49% Unit struct. loading: 54%
 Permissible load HP: 38,2 PRHP / PLHP: 0,34
 Fluid load on pump (lbs): 5948 Buoyant rod weight (lbs): 8327
 Polished rod HP: 13,1 N/No: ,104 Fo/SKr: ,126

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 92%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 30,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9901	

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	25 HP	25 HP	25 HP
Single/double cyl. engine:	20 HP	20 HP	20 HP
Multicylinder engine:	25 HP	25 HP	25 HP

Pumping Unit: Lufkin Mark II (M-456D-305-168)

API size: M-456-305-168 (unit ID: ML19)
 Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 130,8
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 1028
 Structural unbalance (lbs): -4860
 Crank offset angle (deg): 19,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq.(M in-lbs):	382	343	343
Gearbox loading:	84%	75%	75%
Cyclic load factor:	1,3	1,3	1,3
Max. CB moment (M in-lbs):	1074,87	1028,05	1028,09
Counterbalance effect (lbs):	13068	12287	12287
Daily electr.use (KWH/day):	306	309	309
Monthly electric bill:	\$747	\$755	\$755
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,087	\$0,088	\$0,088
Electr.cost per bbl. oil:	\$1,093	\$1,104	\$1,104

CBALANCE file: "tibu 347 balanceadaopcio.cb1"

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,500
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,500
Pump depth (ft): 4255	Tub.anch.depth (ft): 4255
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 85%
Plunger size (ins) 2	Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	,0
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,0
Gross pump stroke (ins):	117,7
Pump spacing (in. from bottom):	12,8
Minimum pump length (ft):	16,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

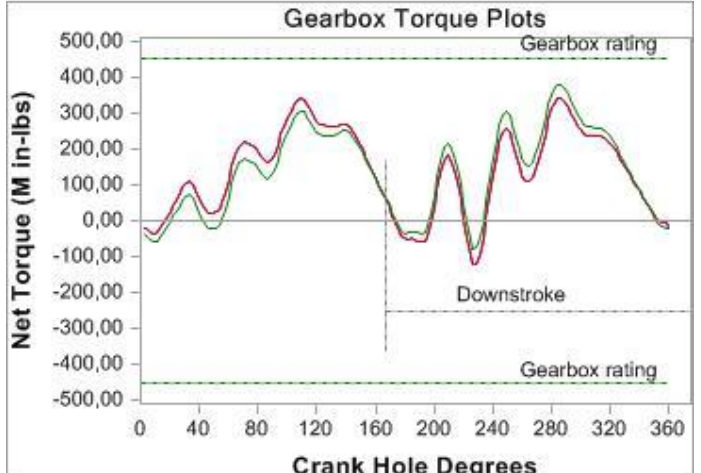
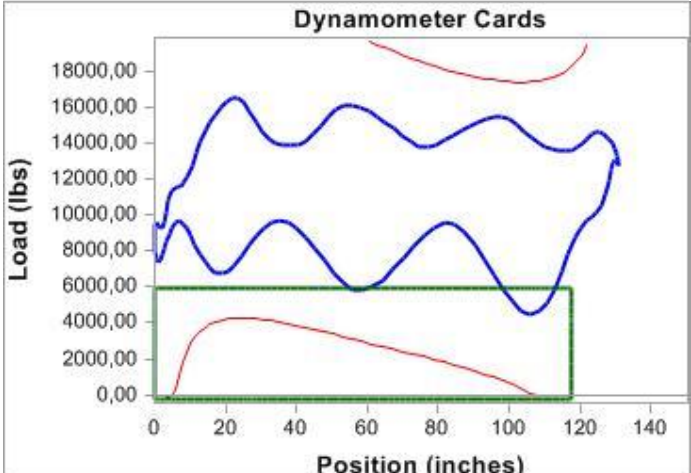
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	WFT EL	4226	N/A

Rod string stress analysis (service factor: 0,81)


Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
52%	27449	7775	-333	WFT EL

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

UIS-10

	BOPD					
	Producción actual		34			
	Incremental		38			
PARAMETROS /DISEÑOS	Condiciones iniciales		Balanceo		Optimización	
Tipo de Unidad	C-160-170-54		C-160-170-54		C-160-170-54	
Tasa de Producción (BFPD)	43		43		72	
Producción de Aceite (BOPD)	37		37		62	
SPM	12,5		12,5		10	
Run Time (hrs)	24		24		24	
Longitud del Recorrido	28,00		28,00		40,9	
Tamaño Pistón (in)	1,5		1,5		1,5	
Tubería Anclada	No		No		4370	
PPRL (lbs.)	8753		8753		9272	
MPRL (lbs.)	4257		4257		3929	
Carga caja de engranaje (%)	123%		17%		36%	
Carga en las varillas (%)	51% - 47%		51% - 47%		59% - 53%	
Eficiencia del sistema (%)	6%		31%		37%	
Eficiencia de la bomba (%)	85%		85%		85%	
Costo eléctrico mensual	\$ 644		\$ 123		\$ 169	
Grado de varillas	D	D	D	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,75	0,625	0,75	0,625	0,75	0,625
Longitud de las varillas	2481	1875	2481	1875	2481	1875

RECOMENDACIONES

- Según el análisis nodal este pozo puede aumentar su producción hasta 70 BFPD, por esto es uno de los candidatos a aumentar su producción con un cambio notorio.
- Se recomienda balancear la unidad existente ya que la caja de engranaje tiene un 123%, lo cual indica que tiene un 23% de sobrealanceo, esto se recomienda en caso de no querer realizarle nada mas a la unidad ya que con solo este cambio el ahorro energético es

notable. Como se observa en la tabla anterior el ahorro tanto de energía como económico es del 80%.

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	6468CA	5456CA	5456CA
Pesa	3CRO	3CRO	3CRO
Distancia pesa trasera	22"	29,56"	29,56"
Distancia pesa trasera	22"	sin pesa	sin pesa
Distancia pesa frontal	22"	29,56"	0"
Distancia pesa frontal	22"	sin pesa	sin pesa

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

Para este balanceo se requiere el cambio de Crank, el cual se justifica por el ahorro económico que genera tal balanceo. Las distancias se observan en la tabla anterior.

- Para lograr la producción deseada según análisis nodal, se recomienda disminuir la velocidad de extracción y aumentar el recorrido; estos dos parámetros trabajando de esta manera producen ahorro en el gasto energético de la unidad. Además el balanceo de esta nuevo rediseño requiere nuevas distancias entre las pesas y el crank, las cuales son demostradas en la tabla anterior.
- Se recomienda anclar la tubería para evitar movimiento dentro del pozo, aquí se puede realizar ya que en las intervenciones históricas del pozo este no presenta Scale.
- Se sugiere disminuir la velocidad de bombeo y aumentarle la longitud del recorrido, este cambio genera mayor eficiencia en el sistema además me permita la extracción de más fluido, además de la disminución económica que estos cambios generan a nivel energético.

CONDICIONES INICIALES UIS-10

STAR-V 3.1

Company: ECOPETROL
Well: TIB353
Disk file: TIB353.r
Comment: 05/30/11

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: DIANA V/PILAR G
Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute:	12,5	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24,0	(ft from surface):	3051
Tubing pres. (psi):	70	(ft over pump):	1319
Casing pres. (psi):	,3	Stuf.box fr. (lbs):	100

Production rate (bfpd):	43	Peak pol. rod load (lbs):	8753
Oil production (BOPD):	37	Min. pol. rod load (lbs):	4257
Strokes per minute:	12,5	MPRL/PPRL	0,486
System eff. (Motor->Pump):	6%	Unit struct. loading:	51%
Permissible load HP:	11	PRHP / PLHP	0,16
Fluid load on pump (lbs):	2227	Buoyant rod weight (lbs):	5534
Polished rod HP:	1,7	N/No: ,204 , Fo/SKr: ,367	

Fluid properties	Motor & power meter		
Water cut:	14%	Power Meter	Detent
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH
Oil API gravity:	30,0	Type:	NEMA D
Fluid sp. gravity:	0,8935		

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	5 HP	5 HP	40 HP
Single/double cyl. engine:	3 HP	3 HP	30 HP
Multicylinder engine:	5 HP	5 HP	40 HP

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)
Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
stroke length (in): Crank 28
Rotation with well to right: Max. CCW
CB moment (M in-lbs): 258
Structural unbalance (lbs): 586
Crank offset angle (deg): 0,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq. (M in-lbs):	35	28	198
Gearbox loading:	22%	17%	123%
Cyclic load factor:	1,6	1,5	14,4
Max. CB moment (M in-lbs):	90,24	82,86	257,83
Counterbalance effect (lbs):	7062	6533	19091
Daily electr.use (KWH/day):	46	51	264
Monthly electric bill:	\$113	\$123	\$644
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,086	\$0,094	\$0,492
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,100	\$0,110	\$0,572

CBALANCE file: "tibu 353.cbl"

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,990
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,990
Pump depth (ft):	4370	Tubing is not anchored	
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	85%
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	2,1
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	5,9
Gross pump stroke (ins):	17,5
Pump spacing (in. from bottom):	13,1
Minimum pump length (ft):	8,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

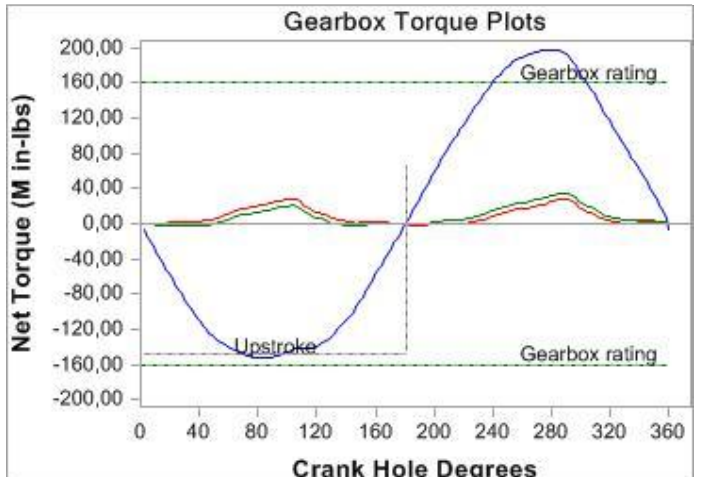
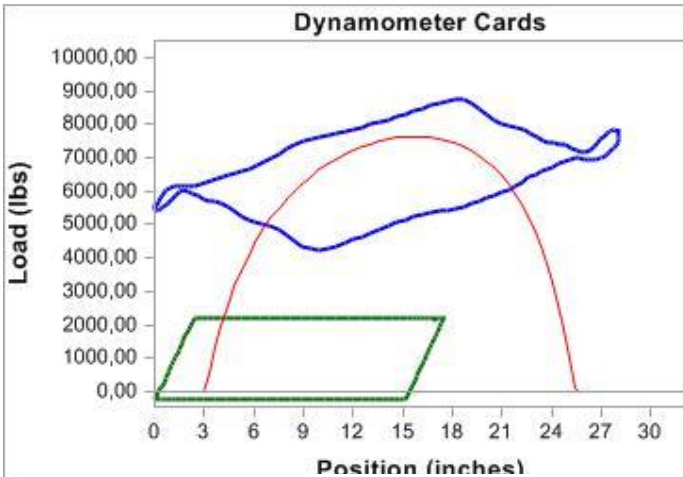
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.75	D (API)	2481	115000
.625	D (API)	1875	115000

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
51%	19657	9933	3303	API MG
47%	14791	4303	-652	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-10

Company: ECOPE
 Well: TIB353
 Disk file: TIB353ba.....o.rsvx
 Comment: 05/30/11

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 12,5
 Run time (hrs/day): 24,0
 Tubing pres. (psi): 70
 Casing pres. (psi): ,3

Fluid level (ft from surface): 3051
 (ft over pump): 1319
 Stuf.box fr. (lbs): 100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 14%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 30,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,8935	

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)
 Crank hole number Calculated #3 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 28
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 83
 Structural unbalance (lbs): 586
 Crank offset angle (deg): 0,0

CBALANCE file: "tibu 353.cbl"
Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,990
Tubing I.D. (ins) 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,990
Pump depth (ft): 4370	Tubing is not anchored
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 85%
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,75	D (API)	2481	115000
,625	D (API)	1875	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 43	Peak pol. rod load (lbs): 8753
Oil production (BOPD): 37	Min. pol. rod load (lbs): 4257
Strokes per minute: 12,5	MPRL/PPRL 0,486
System eff. (Motor->Pump): 31%	Unit struct. loading: 51%
Permissible load HP: 15	PRHP / PLHP 0,11
Fluid load on pump (lbs): 2227	Buoyant rod weight (lbs): 5534
Polished rod HP: 1,7	N/No: ,204 , Fo/SKr: ,367

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	5 HP	5 HP	5 HP
Single/double cyl. engine:	3 HP	3 HP	3 HP
Multicylinder engine:	5 HP	5 HP	5 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

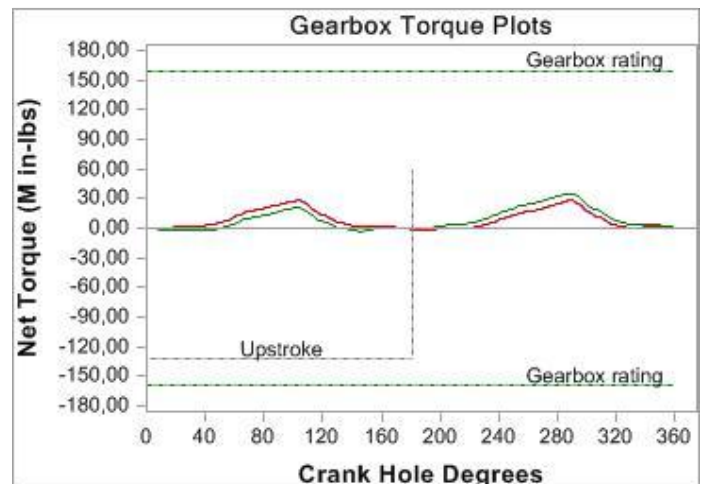
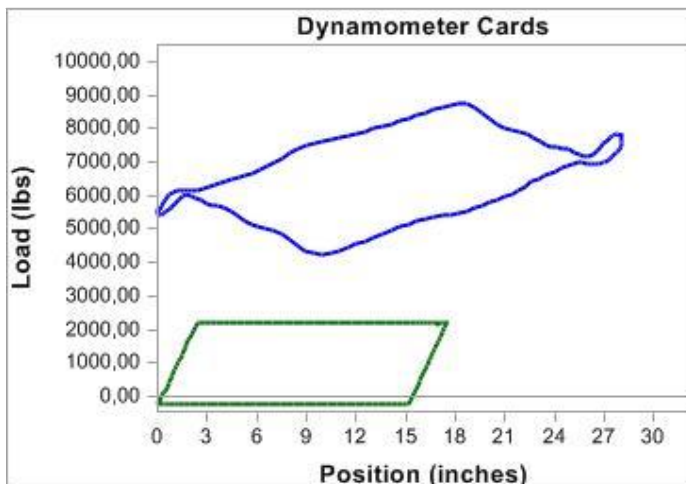
Peak g'box torq. (M in-lbs): 35	28	28
Gearbox loading: 22%	17%	17%
Cyclic load factor: 1,6	1,5	1,5
Max. CB moment (M in-lbs): 90,24	82,86	82,86
Counterbalance effect (lbs): 7062	6533	6533
Daily electr. use (KWH/day): 46	51	51
Monthly electric bill: \$113	\$123	\$123
Electr. cost per bbl. fluid: \$0,086	\$0,094	\$0,094
Electr. cost per bbl. oil: \$0,100	\$0,110	\$0,110

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 2,1
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 5,9
Gross pump stroke (ins): 17,5
Pump spacing (in. from bottom): 13,1
Minimum pump length (ft): 8,0
Recommended plunger length (ft): 3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
51%	19657	9933	3303	API MG
47%	14791	4303	-652	API MG



OPTIMIZADA UIS-10

Company: ECOPEP
 Well: TIB353
 Disk file: TIB353op.....alan.rsvx
 Comment: 05/30/11

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 10
 Run time (hrs/day): 24,0
 Tubing pres. (psi): 70
 Casing pres. (psi): ,3

Fluid level (ft from surface): 3051
 (ft over pump): 1319
 Stuf.box fr. (lbs): 100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 14%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 30,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,8935	

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160D-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA70)
 Crank hole number Calculated #2 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 40,9
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 122
 Structural unbalance (lbs): 586
 Crank offset angle (deg): 0,0

CBALANCE file: "tibu 353.cbl"

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,860
Tubing I.D. (ins): 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,860
Pump depth (ft): 4370	Tub.anch.depth (ft): 4370
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency: 85%
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,75	D (API)	2481	115000
,625	D (API)	1875	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 72
 Oil production (BOPD): 62
 Strokes per minute: 10
 System eff. (Motor->Pump): 37%
 Permissible load HP: 16,2
 Fluid load on pump (lbs): 2227
 Polished rod HP: 2,7

Peak pol. rod load (lbs): 9272
 Min. pol. rod load (lbs): 3929
 MPRL/PPRL 0,424
 Unit struct. loading: 55%
 PRHP / PLHP 0,16
 Buoyant rod weight (lbs): 5534
 N/No: ,163 , Fo/SKr: ,251

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	5 HP	5 HP	5 HP
Single/double cyl. engine:	5 HP	5 HP	5 HP
Multicylinder engine:	5 HP	5 HP	5 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 63
 Gearbox loading: 39%
 Cyclic load factor: 1,4
 Max. CB moment (M in-lbs): 116,65
 Counterbalance effect (lbs): 6361
 Daily electr. use (KWH/day): 68
 Monthly electric bill: \$166
 Electr. cost per bbl. fluid: \$0,076
 Electr. cost per bbl. oil: \$0,088

57
36%
1,4
123,21
6685
69
\$170
\$0,077
\$0,090

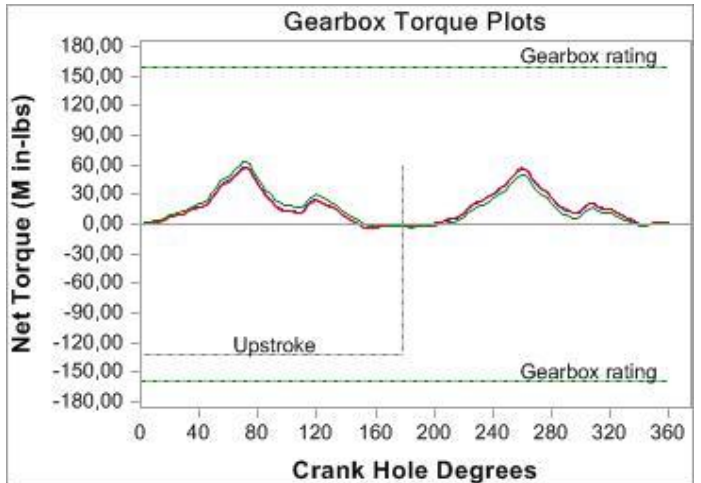
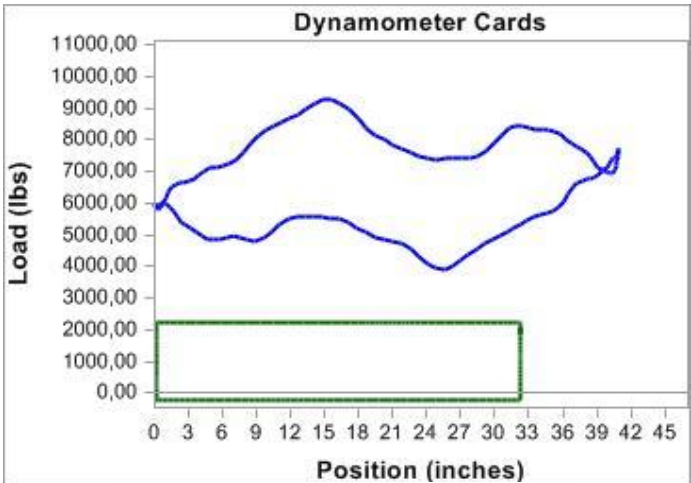
58
36%
1,4
122,08
6629
69
\$169
\$0,077
\$0,089

Tubing, pump and plunger calculations


Tubing stretch (ins): ,0
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 0,0
 Gross pump stroke (ins): 32,3
 Pump spacing (in. from bottom): 13,1
 Minimum pump length (ft): 9,0
 Recommended plunger length (ft): 3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,85)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
59%	20832	9191	2997	API MG
53%	15702	3863	-652	API MG



UIS-11

	BOPD					
	Producción actual		6			
	incremental		0			
PARAMETROS /DISEÑOS	Condiciones iniciales		Balanceo		Optimización	
Tipo de Unidad	C-160-170-54		C-160-170-54		C-160-170-54	
Tasa de Producción (BFPD)	143		143		89	
Producción de Aceite (BOPD)	10		10		6	
SPM	10,6		10,6		10,6	
Run Time (hrs)	24		24		24	
Longitud del Recorrido	55,20		55,20		55,20	
Tamaño Pistón (in)	1,75		1,75		1,75	
Tubería Anclada	3904		3904		3904	
PPRL (lbs.)	12617		12617		12857	
MPRL (lbs.)	3521		3521		4671	
Carga caja de engranaje (%)	121%		81%		75%	
Carga en las varillas (%)	112% - 171%		112% - 171%		79% - 75%	
Eficiencia del sistema (%)	40%		46%		41%	
Eficiencia de la bomba (%)	85%		85%		85%	
Costo eléctrico mensual	\$ 456		\$ 395		\$ 254	
Grado de varillas	D	D	D	D	D	D
Diámetro de las varillas	0,875	0,75	0,875	0,75	0,875	0,75
Longitud de las varillas	45	4000	45	4000	1513	2532

RECOMENDACIONES

- Lo primero que se recomienda es el balanceo de la unidad ya que tiene un 21% de sobrecarga en la caja reductora además esto genera un ahorro de \$61 dólares mensuales; pero como se observa en este diseño existe un sobrebalance en la carga de las varillas.
- Para la sobrecarga de las varillas y debido a que el pozo tiene una producción de 71 BFPD se pensó en rediseñar la sarta de varillas con la finalidad de sacar esta producción; según la norma API RP11L la distribución de las varillas es errónea, es por esta razón en el rediseño la

cantidad de varillas de diámetro de 0,875 aumenta ya que se encontraban mal distribuidas lo que hace que se genera tal sobrecarga en ambas secciones por esta razón se sugiere cambiar la distribución a:

- a. Sección 1: Varilla Grado D, diámetro 0,875, longitud 1513
- b. Sección 2: Varilla grado D, diámetro 0,75, longitud 2532
- d. El balanceo de la unidad es importante ya que esto genera menos gastos energéticos una disminución del 50%, como se observa en la tabla anterior. Para e balanceo se sugieren estas distancias.

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	6468CA	6468CA	6468CA
Pesa	3CR	3CR	3CR
Distancia pesa trasera	20"	27,81"	24,30"
Distancia pesa trasera	10"	27,81"	24,30"
Distancia pesa frontal	20"	27,81"	24,30"
Distancia pesa frontal	12"	27,81"	24,30"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

CONDICIONES INICIALES UIS-11

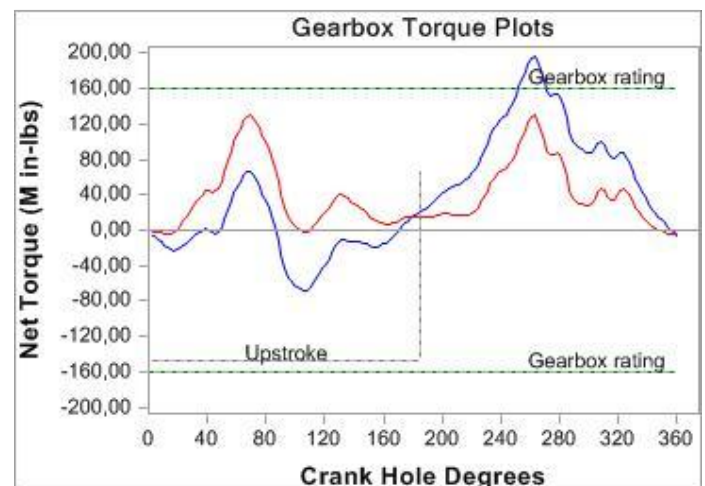
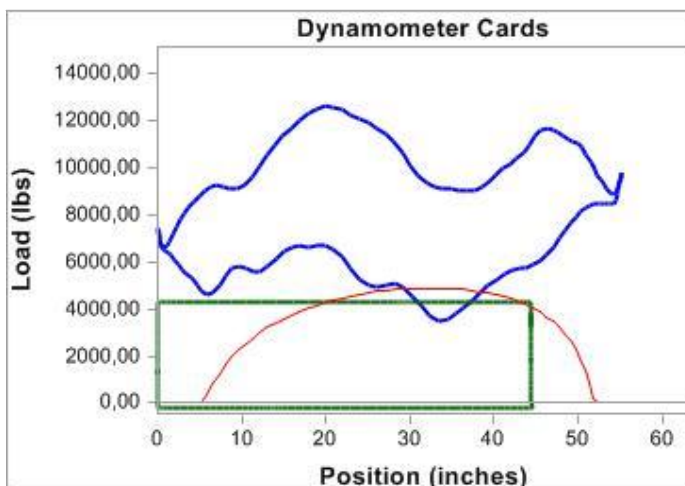
Company: Ecopet
Well: Tibu 37
Disk file: TIBU 3'
Comment:

RODSTAR-V 3.1
© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
User: Diana V./Pilar G.
Date: 22/09/2011

INPUT DATA		CALCULATED RESULTS	
Strokes per minute: 10,6	Pump int. pr. (psi): 50	Production rate (bfpd): 143	Peak pol. rod load (lbs): 12617
Run time (hrs/day): 24,0	Fluid level (ft over pump): 86	Oil production (BOPD): 10	Min. pol. rod load (lbs): 3521
Tubing pres. (psi): 80	Stuf.box fr. (lbs): 100	Strokes per minute: 10,59	MPRL/PPRL 0,279
Casing pres. (psi): 3		System eff. (Motor->Pump): 39%	Unit struct. loading: 74%
		Permissible load HP: 20	PRHP / PLHP 0,33
		Fluid load on pump (lbs): 4326	Buoyant rod weight (lbs): 5964
		Polished rod HP: 6,6	N/No: ,175 , Fo/SKr: ,282
Fluid properties		Required prime mover size (speed var. not included)	
Water cut: 93%	Power Meter Detent	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH		
Oil API gravity: 32,0	Type: NEMA D		
Fluid sp. gravity: 0,9906			
Motor & power meter		Torque analysis and electricity consumption	
NEMA D motor: 15 HP 20 HP		Peak g'box torq. (M in-lbs): 129 197	
Single/double cyl. engine: 10 HP 15 HP		Gearbox loading: 81% 123%	
Multicylinder engine: 15 HP 20 HP		Cyclic load factor: 1,4 1,9	
		Max. CB moment (M in-lbs): 226,99 294,99	
		Counterbalance effect (lbs): 8584 11156	
		Daily electr. use (KWH/day): 162 189	
		Monthly electric bill: \$395 \$461	
		Electr. cost per bbl. fluid: \$0,091 \$0,106	
		Electr. cost per bbl. oil: \$1,297 \$1,516	
Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)		Subing, pump and plunger calculations	
API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)		Tubing stretch (ins): ,2	
Crank hole number Calculated #1 (out of 3)		Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 0,6	
stroke length (in): Crank 55,2		Gross pump stroke (ins): 44,5	
Rotation with well to right: Max. CW		Pump spacing (in. from bottom): 12,3	
CB moment (M in-lbs): 295		Minimum pump length (ft): 10,0	
Structural unbalance (lbs): 0		Recommended plunger length (ft): 3,0	
Crank offset angle (deg): 0,0			
CBALANCE file: "tibu 374.cbl"		Rod string stress analysis (service factor: 0,6)	
Tubing and pump information		Stress Load %	
Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,670	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)
Tubing I.D. (ins) 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,670	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
Pump depth (ft): 4089	Tub. anch. depth (ft): 3904	112%	20895
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0	171%	28370
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency: 85%		6102
Plunger size (ins) 1,75	Pump friction (lbs): 200,0		6519
			-453
			API MG
			API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-11

Company: Ecopet
 Well: Tibu 37
 Disk file: TIBU 37 :ado.rsvx
 Comment:

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: Diana V./Pilar G.
 Date: 22/09/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 10,6 Pump int. pr. (psi): 50
 Run time (hrs/day): 24,0 Fluid level
 Tubing pres. (psi): 80 (ft over pump): 86
 Casing pres. (psi): 3 Stuf.box fr. (lbs): 100

Production rate (bfpd): 143 Peak pol. rod load (lbs): 12617
 Oil production (BOPD): 10 Min. pol. rod load (lbs): 3521
 Strokes per minute: 10,59 MPRL/PPRL 0,279
 System eff. (Motor->Pump): 46% Unit struct. loading: 74%
 Permissible load HP: 20,9 PRHP / PLHP 0,31
 Fluid load on pump (lbs): 4326 Buoyant rod weight (lbs): 5964
 Polished rod HP: 6,6 N/No: ,175 , Fo/SKr: ,282

Fluid properties	Motor & power meter
------------------	---------------------

Water cut: 93% Power Meter Detent
 Water sp. gravity: 1 Electr. cost: \$,08/KWH
 Oil API gravity: 32,0 Type: NEMA D
 Fluid sp. gravity: 0,9906

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
--	------------------------	------------------------	----------

NEMA D motor:	15 HP	15 HP	15 HP
Single/double cyl. engine:	10 HP	10 HP	10 HP
Multicylinder engine:	15 HP	15 HP	15 HP

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size: C-160-170-54 (unit ID: CLA71)
 Crank hole number Calculated #1 (out of 3)
 stroke length (in): Crank 55,2
 Rotation with well to right: Max. CW
 CB moment (M in-lbs): 227
 Structural unbalance (lbs): 0
 Crank offset angle (deg): 0,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
--	------------------------	------------------------	----------

Peak g'box torq. (M in-lbs):	129	129	129
Gearbox loading:	81%	81%	81%
Cyclic load factor:	1,4	1,4	1,4
Max. CB moment (M in-lbs):	226,99	226,99	226,99
Counterbalance effect (lbs):	8584	8584	8584
Daily electr. use (KWH/day):	162	162	162
Monthly electric bill:	\$395	\$395	\$395
Electr. cost per bbl. fluid:	\$0,091	\$0,091	\$0,091
Electr. cost per bbl. oil:	\$1,297	\$1,297	\$1,297

CBALANCE file: "tibu 374.cbl"

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,670
Tubing I.D. (ins) 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,670
Pump depth (ft): 4089	Tub. anch. depth (ft): 3904
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency: 85%
Plunger size (ins) 1,75	Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	,2
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,6
Gross pump stroke (ins):	44,5
Pump spacing (in. from bottom):	12,3
Minimum pump length (ft):	10,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

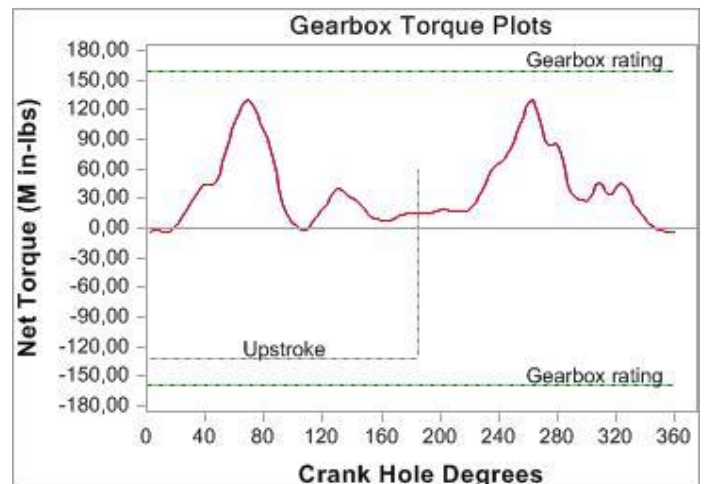
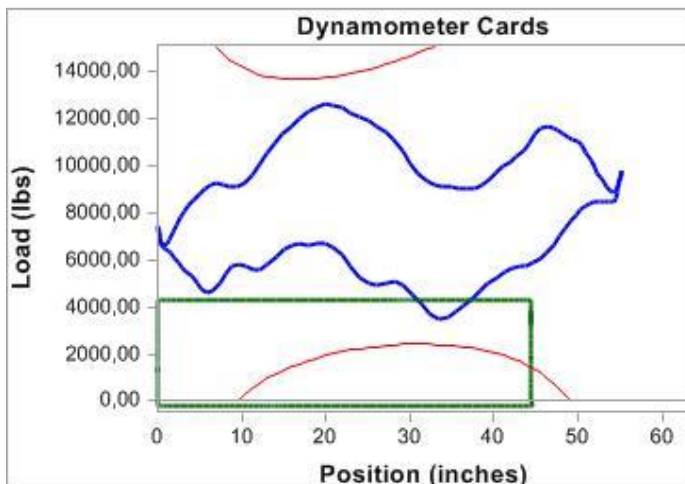
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
,875	D (API)	45	115000
,75	D (API)	4000	115000

Rod string stress analysis (service factor: 0,6)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
112%	20895	6102	6519	API MG
171%	28370	8837	-453	API MG

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

OPTIMIZADA UIS-11

Company: Ecopet
 Well: Tibu 37
 Disk file: TIBU 3:
 Comment:

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: Diana V./Pilar G.
 Date: 22/09/2011

INPUT DATA		
Strokes per minute:	7	Pump int. pr. (psi): 50
Run time (hrs/day):	24,0	Fluid level (ft over pump): 86
Tubing pres. (psi):	80	Stuf.box fr. (lbs): 100
Casing pres. (psi):	3	

Fluid properties		Motor & power meter	
Water cut:	93%	Power Meter	Detent
Water sp. gravity:	1	Electr. cost:	\$.08/KWH
Oil API gravity:	32,0	Type:	NEMA D
Fluid sp. gravity:	0,9906		

Pumping Unit: Lufkin Conventional - Old (C-160S-54*)

API size:	C-160-170-54 (unit ID: CLA71)		
Crank hole number	Calculated	#1	(out of 3)
stroke length (in):	Crank	55,2	
Rotation with well to right:	Max.	CW	
CB moment (M in-lbs):		246	
Structural unbalance (lbs):		0	
Crank offset angle (deg):		0,0	

CBALANCE file: "tibu 374 balnceada.cbl"
Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	0,970
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	0,970
Pump depth (ft):	4089	Tub.anch.depth (ft):	3904
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	85%
Plunger size (ins)	1,75	Pump friction (lbs):	200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	D (API)	1513	115000
.75	D (API)	2532	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

CALCULATED RESULTS			
Production rate (bfpd):	89	Peak pol. rod load (lbs):	12857
Oil production (BOPD):	6	Min. pol. rod load (lbs):	4671
Strokes per minute:	7	MPRL/PPRL	0,363
System eff. (Motor->Pump):	45%	Unit struct. loading:	76%
Permissible load HP:	13,8	PRHP / PLHP	0,30
Fluid load on pump (lbs):	4326	Buoyant rod weight (lbs):	6722
Polished rod HP:	4,1	N/No: ,108 , Fo/SKr: ,254	

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	8 HP	8 HP	8 HP
Single/double cyl. engine:	8 HP	8 HP	8 HP
Multicylinder engine:	8 HP	8 HP	8 HP

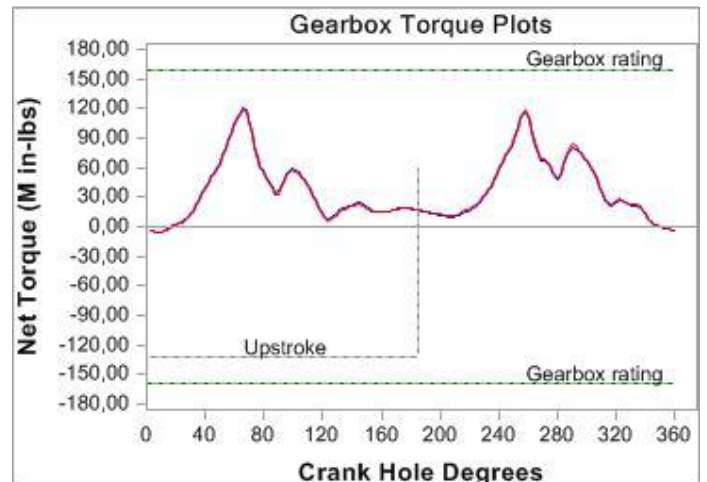
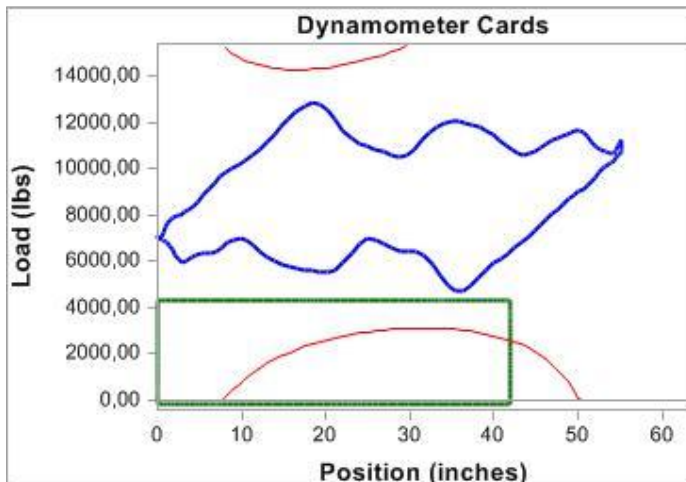
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
Peak g'box torq.(M in-lbs):	121	119	121
Gearbox loading:	75%	74%	75%
Cyclic load factor:	1,3	1,3	1,3
Max. CB moment (M in-lbs):	245,63	247,94	245,63
Counterbalance effect (lbs):	9289	9377	9289
Daily electr.use (KWH/day):	104	105	104
Monthly electric bill:	\$254	\$255	\$254
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,094	\$0,094	\$0,094
Electr.cost per bbl. oil:	\$1,339	\$1,343	\$1,339

Tubing, pump and plunger calculations


Tubing stretch (ins):	.2
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	0,4
Gross pump stroke (ins):	42,0
Pump spacing (in. from bottom):	12,3
Minimum pump length (ft):	10,0
Recommended plunger length (ft):	3,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,81)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
70%	21295	8014	4384	API MG
75%	20869	5704	-453	API MG



UIS-12

	BOPD					
	Producción actual		12			
	Incremental		7			
PARAMETROS/DISEÑO	Condiciones iniciales		Balanceo		Optimización	
Tipo de Unidad	C-228-200-64		C-228-200-64		C-228-200-64	
Tasa de Producción (BFPD)	18		18		28	
Producción de Aceite (BOPD)	12		12		19	
SPM	8,3		8,3		6	
Run Time (hrs)	12		12		12	
Longitud del Recorrido	34,20		34,20		54,80	
Tamaño Pistón (in)	1,5		1,5		1,5	
Tubería Anclada	No		No		no	
PPRL (lbs.)	12669		12669		12901	
MPRL (lbs.)	7146		7146		6972	
Carga caja de engranaje (%)	56%		17%		40%	
Carga en las varillas (%)	97% - 104%		97% - 104%		42% - 47%	
Eficiencia del sistema (%)	15%		33%		37%	
Eficiencia de la bomba (%)	92%		92%		92%	
Costo eléctrico mensual	\$ 136		\$ 61		\$ 84	
Grado de varillas	D	D	D	D	E	E
Diámetro de las varillas	0,875	0,75	0,875	0,75	0,875	0,75
Longitud de las varillas	1557	3725	1557	3725	1557	3725

RECOMENDACIONES

- En las condiciones actuales esta unidad presenta sobrebalance en las varillas, además se encuentra desbalanceada pero en este caso no es notorio; se sugiere balancearla ya que esto si disminuye el gasto energético.
- Para el balanceo de la unidad se pueden tomar las distancias dadas a continuación:

CRANK

	Actual	Balanceada	Optimizada
Crank	6468CA	6468CA	6468CA
Pesa	2	2	2
Distancia pesa trasera	25"	38,73"	24,54"
Distancia pesa trasera	25"	38,73"	24,54"
Distancia pesa frontal	25"	38,73"	24,54"
Distancia pesa frontal	25"	38,73"	24,54"

Fuente: Autores, Ecopetrol S.A

- Se sugiere en la próxima intervención cambiar la sarta de varillas por grado E, ya que las de Grado D que tiene instaladas en este momento están generando sobrecarga en las mismas. Al hacer este cambio se recomienda dejar la velocidad de bombeo en 6 SPM y aumentar la longitud del recorrido.
- Se recomienda quietarle el temporizado ya que la bomba no presenta golpe de fluido, además esta tiene un buen llenado, no se hace necesario mantenerlo en estas condiciones.

CONDICIONES INICIALES UIS-12

Company: ECOPEPETROL
 Well: T
 Disk file: T svx
 Comment: 04/29/11

RODSTAR-V 3.1
 © Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com)

Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	
Strokes per minute:	8,3
Run time (hrs/day):	12,0
Tubing pres. (psi):	190
Casing pres. (psi):	0
Fluid level (ft from surface):	3854
(ft over pump):	1440
Stuf.box fr. (lbs):	100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut:	32%
Water sp. gravity:	1
Oil API gravity:	30,0
Fluid sp. gravity:	0,9158
Power Meter Detent	
Electr. cost:	\$,08/KWH
Type:	NEMA D

Pumping Unit: Lufkin TC 64" - 144" max. stroke (TC*)

API size: C-228-200-64 (unit ID: CLB101)	
Crank hole number Calculated	#4 (out of 5)
stroke length (in): Crank	34,2
Rotation with well to right: Max.	CCW
CB moment (M in-lbs):	252
Structural unbalance (lbs):	740
Crank offset angle (deg):	0,0

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins)	2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff:	1,110
Tubing I.D. (ins):	2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff:	1,110
Pump depth (ft):	5294	Tubing is not anchored	
Pump condition:	Full	Pump load adj. (lbs):	0,0
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency :	92%
Plunger size (ins)	1,5	Pump friction (lbs):	200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	D (API)	1557	115000
.75	D (API)	3725	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

CALCULATED RESULTS			
Production rate (bfpd):	18	Peak pol. rod load (lbs):	12669
Oil production (BOPD):	12	Min. pol. rod load (lbs):	7146
Strokes per minute:	8,33	MPRL/PPRL	0,564
System eff. (Motor->Pump):	15%	Unit struct. loading:	63%
Permissible load HP:	13,8	PRHP / PLHP	0,13
Fluid load on pump (lbs):	3080	Buoyant rod weight (lbs):	8487
Polished rod HP:	1,8	N/No: ,169 , Fo/SKr: ,391	

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

NEMA D motor:	5 HP	5 HP	15 HP
Single/double cyl. engine:	3 HP	3 HP	15 HP
Multicylinder engine:	5 HP	5 HP	15 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

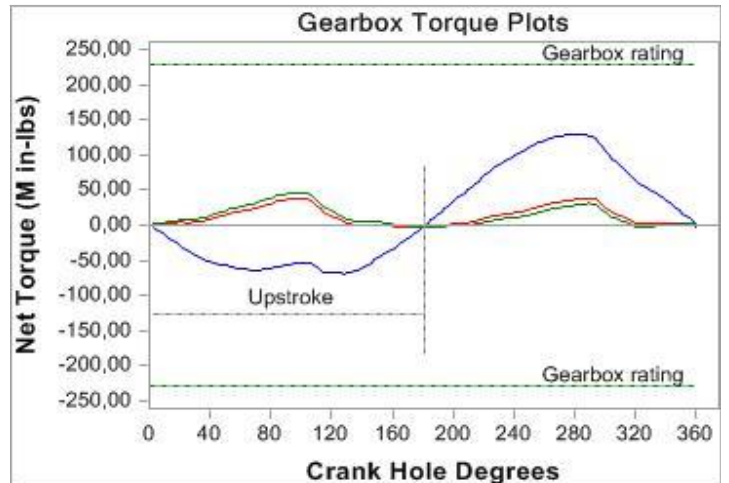
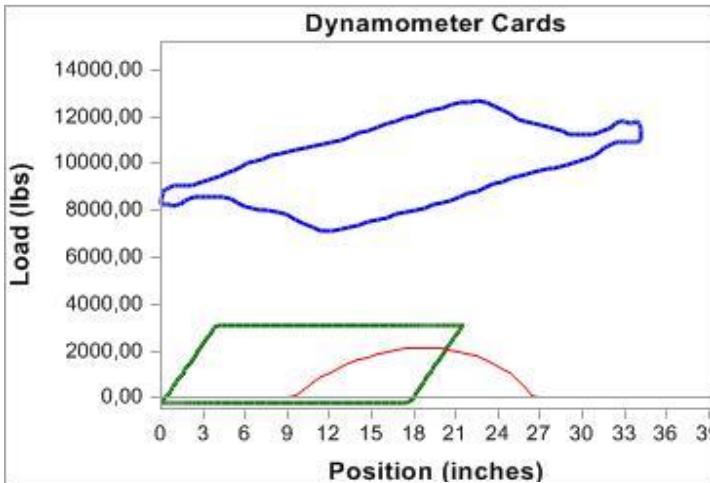
Peak g'box torq.(M in-lbs):	47	39	129
Gearbox loading:	20%	17%	56%
Cyclic load factor:	1,4	1,4	5,2
Max. CB moment (M in-lbs):	150,03	158,07	251,88
Counterbalance effect (lbs):	9587	10061	15593
Daily electr.use (KWH/day):	24	25	56
Monthly electric bill:	\$59	\$61	\$136
Electr.cost per bbl. fluid:	\$0,107	\$0,112	\$0,248
Electr.cost per bbl. oil:	\$0,158	\$0,164	\$0,364

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins):	3,5
Prod. loss due to tubing stretch (bfpd):	3,6
Gross pump stroke (ins):	21,5
Pump spacing (in. from bottom):	15,9
Minimum pump length (ft):	10,0
Recommended plunger length (ft):	4,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,6)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc Method
97%	21092	12241	7790	API MG
104%	21183	10312	-453	API MG



Fuente: Autores, RODSTAR

BALANCEADA UIS-12

Company: ECOF
 Well: TI
 Disk file: T alanceado.rsvx
 Comment: 04/29/11

DSTAR-V 3.1

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com) Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 8,3
 Run time (hrs/day): 12,0
 Tubing pres. (psi): 190
 Casing pres. (psi): 0

Fluid level (ft from surface): 3854
 (ft over pump): 1440
 Stuf.box fr. (lbs): 100

Fluid properties	Motor & power meter
Water cut: 32%	Power Meter Detent
Water sp. gravity: 1	Electr. cost: \$,08/KWH
Oil API gravity: 30,0	Type: NEMA D
Fluid sp. gravity: 0,9158	

Pumping Unit: Lufkin TC 64" - 144" max. stroke (TC*)

API size: C-228-200-64 (unit ID: CLB101)
 Crank hole number Calculated #4 (out of 5)
 stroke length (in): Crank 34,2
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 158
 Structural unbalance (lbs): 740
 Crank offset angle (deg): 0,0

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875	Upstr. rod-tbg fr. coeff: 1,110
Tubing I.D. (ins) 2,441	Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 1,110
Pump depth (ft): 5294	Tubing is not anchored
Pump condition: Full	Pump load adj. (lbs): 0,0
Pump type: Insert	Pump vol. efficiency : 92%
Plunger size (ins) 1,5	Pump friction (lbs): 200,0

Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	D (API)	1557	115000
.75	D (API)	3725	115000

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.

Production rate (bfpd): 18
 Oil production (BOPD): 12
 Strokes per minute: 8,33
 System eff. (Motor->Pump): 33%
 Permissible load HP: 14,4
 Fluid load on pump (lbs): 3080
 Polished rod HP: 1,8

Peak pol. rod load (lbs): 12669
 Min. pol. rod load (lbs): 7146
 MPRL/PPRL 0,564
 Unit struct. loading: 63%
 PRHP / PLHP 0,12
 Buoyant rod weight (lbs): 8487
 N/No: ,169 , Fo/SKr: ,391

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
NEMA D motor:	5 HP	5 HP	5 HP
Single/double cyl. engine:	3 HP	3 HP	3 HP
Multicylinder engine:	5 HP	5 HP	5 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Ener)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
---	---------------------	---------------------	----------

Peak g'box torq. (M in-lbs): 47
 Gearbox loading: 20%
 Cyclic load factor: 1,4
 Max. CB moment (M in-lbs): 150,03
 Counterbalance effect (lbs): 9587
 Daily electr. use (KWH/day): 24
 Monthly electric bill: \$59
 Electr. cost per bbl. fluid: \$0,107
 Electr. cost per bbl. oil: \$0,158

39
17%
1,4
158,07
10061
25
\$61
\$0,112
\$0,164

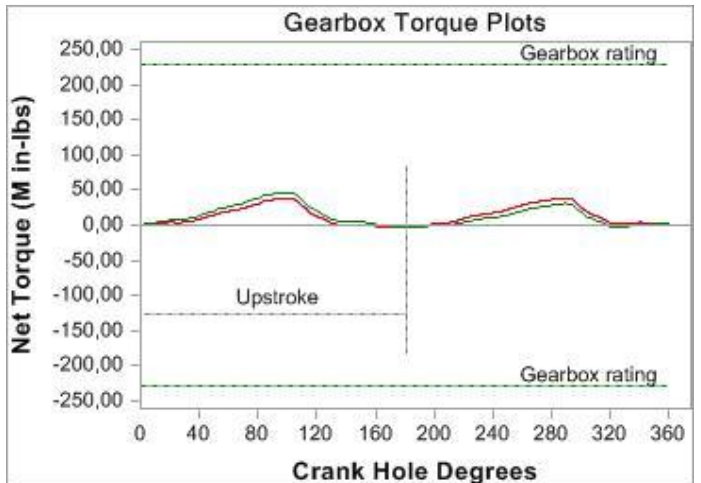
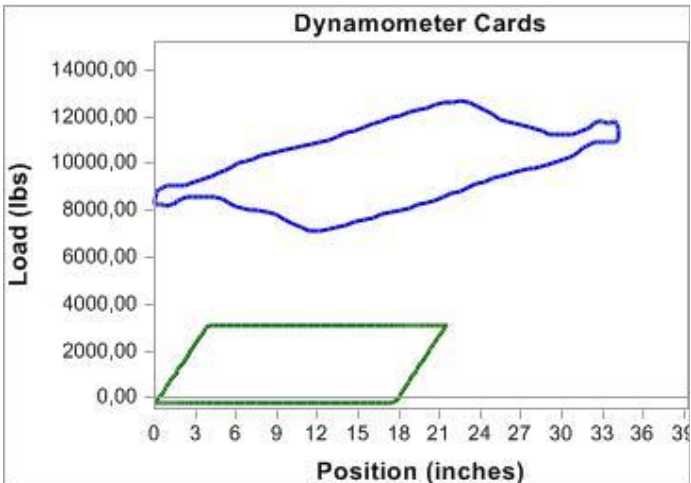
39
17%
1,4
158,08
10062
25
\$61
\$0,111
\$0,164

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 3,5
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 3,6
 Gross pump stroke (ins): 21,5
 Pump spacing (in. from bottom): 15,9
 Minimum pump length (ft): 10,0
 Recommended plunger length (ft): 4,0

Rod string stress analysis (service factor: 0,6)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
97%	21092	12241	7790	API MG
104%	21183	10312	-453	API MG



OPTIMIZADA UIS-12

Company: ECO
 Well: TI
 Disk file: T tigradoE.rsvx
 Comment: 04/29/11

JDSTAR-V 3.1

© Theta Oilfield Services, Inc. (www.gotheta.com) Page 1 of 3
 User: DIANA V/PILAR G
 Date: 10/05/2011

INPUT DATA	CALCULATED RESULTS
------------	--------------------

Strokes per minute: 6 Fluid level
 Run time (hrs/day): 12,0 (ft from surface): 3854
 Tubing pres. (psi): 190 (ft over pump): 1440
 Casing pres. (psi): 0 Stuf.box fr. (lbs): 100

Production rate (bfpd): 28 Peak pol. rod load (lbs): 12901
 Oil production (BOPD): 19 Min. pol. rod load (lbs): 6972
 Strokes per minute: 6 MPRL/PPRL 0,54
 System eff. (Motor->Pump): 37% Unit struct. loading: 65%
 Permissible load HP: 15,3 PRHP / PLHP 0,17
 Fluid load on pump (lbs): 3080 Buoyant rod weight (lbs): 8487
 Polished rod HP: 2,6 N/No: ,122 , Fo/SKr: ,244

Fluid properties	Motor & power meter
------------------	---------------------

Water cut: 32% Power Meter Detent
 Water sp. gravity: 1 Electr. cost: \$,08/KWH
 Oil API gravity: 30,0 Type: NEMA D
 Fluid sp. gravity: 0,9158

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
--	------------------------	----------

NEMA D motor: 5 HP 5 HP
 Single/double cyl. engine: 5 HP 5 HP
 Multicylinder engine: 5 HP 5 HP

Pumping Unit: Lufkin TC 64" - 144" max. stroke (TC*)

API size: C-228-200-64 (unit ID: CLB101)
 Crank hole number Calculated #2 (out of 5)
 stroke length (in): Crank 54,8
 Rotation with well to right: Max. CCW
 CB moment (M in-lbs): 255
 Structural unbalance (lbs): 740
 Crank offset angle (deg): 0,0

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)	EXISTING
--	------------------------	----------

Peak g'box torq.(M in-lbs): 91 91
 Gearbox loading: 40% 40%
 Cyclic load factor: 1,5 1,5
 Max. CB moment (M in-lbs): 254,99 255,02
 Counterbalance effect (lbs): 10279 10280
 Daily electr.use (KWH/day): 35 35
 Monthly electric bill: \$84 \$84
 Electr.cost per bbl. fluid: \$0,100 \$0,100
 Electr.cost per bbl. oil: \$0,147 \$0,147

Tubing and pump information

Tubing O.D. (ins) 2,875 Upstr. rod-tbg fr. coeff: 0,970
 Tubing I.D. (ins): 2,441 Dnstr. rod-tbg fr. coeff: 0,970
 Pump depth (ft): 5294 Tubing is not anchored
 Pump condition: Full Pump load adj. (lbs): 0,0
 Pump type: Insert Pump vol. efficiency : 92%
 Plunger size (ins) 1,5 Pump friction (lbs): 200,0

Tubing, pump and plunger calculations

Tubing stretch (ins): 3,5
 Prod. loss due to tubing stretch (bfpd): 2,6
 Gross pump stroke (ins): 41,6
 Pump spacing (in. from bottom): 15,9
 Minimum pump length (ft): 11,0
 Recommended plunger length (ft): 4,0

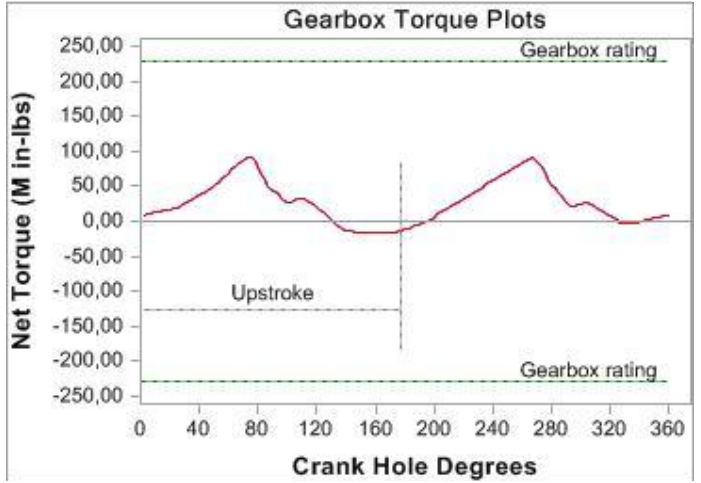
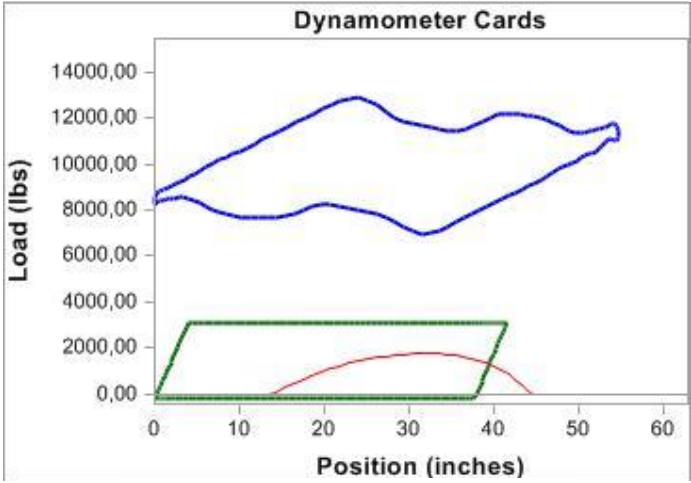
Rod string design

Diameter (inches)	Rod Grade	Length (ft)	Min. Tensile Strength (psi)
.875	WFT EL	1557	N/A
.75	WFT EL	3725	N/A

Rod string stress analysis (service factor: 0,6)

Stress Load %	Top Maximum Stress (psi)	Top Minimum Stress (psi)	Bot. Minimum Stress (psi)	Stress Calc. Method
42%	21478	11950	7597	WFT EL
47%	21521	10048	-453	WFT EL

NOTE Stress calculations do not include buoyancy effects.



Fuente: Autores, RODSTAR

