

直井深抽杆柱设计准则初探

胡永全

(油建工程系)

摘要 油田实践证明,当油田开采进入中后期,或开发深层低渗透油藏,加深泵挂以求增产卓有成效。本文将常规直井中抽油杆柱准静态载荷计算公式加以修正后用于深抽载荷计算,应用修正的 Goodman 应力图,导出了组合深抽杆柱设计的理论公式,得到了 35Mn₂、40CrMo 钢质杆在不同抽汲参数配合下的计算结果,通过分析,完善了深抽杆柱设计准则。

主题词 深抽技术、杆柱设计、准则

中图法分类号 TE833.2

前言

有杆泵采油是目前国内外广泛采用的一种有效、可靠的机采技术,在油田开发中占有极重要的地位。当油田开发进入中后期,油层能量下降,液面下跌,导致机采中泵效和产量下降,理论分析表明,加大泵挂深度可以降低生产流压,增加生产压差和沉没度,从而有利于恢复甚至提高产量。胜利油田、江苏油田、大港油田和华北油田等进行的试验研究表明深抽增产卓有成效。例如,大港的板桥油田共有 24 口井,深抽前只有 11 口井生产(其中 5 口井正常生产),深抽后井井皆能稳产,原来正常生产井的产量几乎都翻了一番。实际上,国内大多数机采井中泵挂位置与油层位置相距几百至千米,加深泵挂大有潜力。

目前,世界上最深的下泵深度已达 4420 米,而国内一般尚未突破 2500 米,最深的为胜利油田临 45—9 井(Ø38 泵,3047.86 米),与国外尚有较大差距。随着国内老油田大面积进入开采中后期和深层低渗透油田的逐渐开发,深抽增产是必然发展趋势。为此,有必要探讨深抽杆柱设计准则。

1 抽油杆柱设计的理论公式

抽油杆柱设计的内容主要包括各级杆柱的材料、直径、下入深度与组合方式。以保证抽油杆柱在井下安全工作,并满足油井产液要求,这里假设

- (1) 不考虑扶正器、刮蜡器等杆柱附加装置的影响;
- (2) 只考虑静载荷和惯性载荷
- (3) 泵充满系数为 1,无气体影响;

收文日期 1993—07—06 收稿

(4) 不计漏失

参照大港油田抽油杆柱的试验, 引入修正系数 b_1, b_2, b_3 修正最大、最小载荷和最大扭矩, 则有^[1]

$$P_{\max} = b_1 [w_r + w_l + w_r s n^2 (1 + \frac{r}{l}) / 1790] \quad (1)$$

$$p_{\min} = b_2 [w_r' - w_r s n^2 (1 - \frac{r}{l}) / 1790] \quad (2)$$

$$M_{\max} = b_3 [300s + 0.2365(P_{\max} - P_{\min})] \quad (3)$$

式中 P_{\max} : 悬点最大载荷 (N)

P_{\min} : 悬点最小载荷 (N)

P_{\max} : 曲柄受到最大扭矩 ($N \cdot m$)

W_r : 抽油杆柱重量 (N)

W_l : 作用于活塞上的液柱载荷 (N)

S : 冲程 (N)

n : 冲次 (1/min)

r : 曲柄半径 (m)

l : 连杆长度 (m)

W_r' : 考虑浮力影响的杆柱重量

对于常规型抽油机可取 $\frac{r}{l} = 0.25$, 并假定抽油杆柱为 m 级组合杆柱, 那么

$$W_r = \sum_{i=1}^m q_i L_i g \quad (4)$$

$$W_l = \sum_{i=1}^m \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_i^2) L_i \rho_s \quad (5)$$

$$W_r' = W_r - \sum_{i=1}^m \frac{\pi}{4} d_i^2 L_i \rho_s \quad (6)$$

式中 q_i : 第 i 级杆线密度 (kg/m)

L_i : 第 i 级杆长度 (m)

d_i : 第 i 级直径 (m)

D_p : 活塞直径 (m)

ρ_s : 井液密度 (kg/m^3)

1.1 杆柱应力限制的各级杆柱下入深度

矿场实践已证明, 抽油杆柱的破坏形式主要为疲劳腐蚀破坏。国内目前倾向于使用修正的 Goodman 应力图进行设计^[2]。对于组合杆柱, 按等强度原则考虑, 即对 i 级杆有:

$$\sigma_{\max i} \leq (\frac{T}{4} + 0.5625 \sigma_{\min i}) SF \quad (7)$$

而 $\sigma_{\max i} = P_{\max i} / A_i$, $\sigma_{\min i} = P_{\min i} / A_i$

式中 $\sigma_{\max i}$: 第 i 级杆柱的最大应力 (pa)

$\sigma_{\min i}$: 第 i 级杆柱的最小应力 (pa)

A_i : 第 i 级杆柱横截面积 (m^2)

T : 抽油杆柱最小抗拉强度 (pa)

SF : 与井液有关的使用系数

由此可以导出第 k 级杆柱(从下至上计算)的下入深度

$$L_k = \frac{F_a + F_b (F_2 \sum_{i=1}^{k-1} q_i L_i - \frac{\pi}{4} \rho \sum_{i=1}^{k-1} d_i^2 L_i) - b_1 [F_1 \sum_{i=1}^{k-1} q_i L_i + \frac{\pi}{4} \rho \sum_{i=1}^m (D_p^2 - d_i^2) L_i]}{(b_1 F_1 - F_b F_2) q_k + \frac{\pi}{4} \rho F_b d_k^2} \quad (8)$$

式中 $F_a = SF \cdot A_k \cdot T / 4g$

$F_1 = 0.5625 SF - b_2$

$F_2 = 1 + Sn^2 / 1440$

$F_2 = 1 - Sn^2 / 2387$

对于深抽技术,关键是要求杆柱长度满足较深的泵柱要求。即

$$L_p = \sum_{i=1}^m L_i \quad (9)$$

若不满足上式,可通过改变材料来满足。

一旦确定了杆柱组合,计算出驴头最大载荷 p_{\max} 和曲柄扭矩 M_{\max} 是轻而易举的,按此选择抽油机即可保证整个抽油系统安全工作。

1.2 泵效计算

在深抽条件下,由于液柱载荷增加,可能引起杆柱与油管之间较大的相对伸缩量(即冲程损失 λ)。为了探讨深抽时的油井产量,需要讨论泵效问题

根据材料力学,有

$$\lambda = \frac{L_i f_p p g}{E} \left(\frac{L_p}{f_i} + \sum_{i=1}^m \frac{L_i}{f_{ii}} \right) \quad (10)$$

式中 L_i : 动液面深度 (m)

L_p : 活塞横截面积 (m^2)

L_i : 油管金属横截面积 (m^2)

L_{ii} : 第 i 级杆横截面积 (m^2)

E : 弹性模量 ($2.06 \times 10^{11} Pa$)

于是,泵效 η_r 为

$$\eta_r = 1 - \lambda / S \quad (11)$$

2 算例

根据前面的分析,可以编程考察 35Mn₂、40CrMo 杆^[3]应用于深抽的情况。计算过程是:首

先根据应力条件确定杆柱组,进而反算驴头最大载荷、曲柄最大扭矩和泵效。其计算结果列于表 1、表 2 中。(限于篇幅,使用系数为 0.5 的情况未列出)。根据计算结果可以看出:

表 1 35Mn₂ 钢质杆柱计算结果

泵柱 (m)	泵径 (mm)	冲次 (1/min)	冲程 (m)	抽油杆柱组合				P _{max} (N)	M _{max} (N·m)	λ (m)	η _T (%)	Q _p (m ³ /day)	序号	
				φ16	φ19	φ22	φ25							
2452	φ32	4	4	2452.0				49790	30082	1.065	73.4	13.60	1	
			6	2452.0				50590	47359	1.065	82.3	22.86	2	
		8	4	2452.0				54596	39024	1.065	73.4	27.19	3	
			6	2223.7	228.3			59394	63632	1.036	82.7	45.99	4	
	φ38	4	4	2452.0				56430	32232	1.302	62.5	16.32	5	
			6	2397.3	54.7			57548	59724	1.493	75.1	29.44	6	
		8	4	1092.1	453.8			64201	48532	1.420	64.5	33.71	7	
			6	1754.7	497.3			69310	83837	1.377	77.1	60.40	8	
3452	φ32	4	4	2736.7	715.3			74130	42754	1.984	50.4	9.34	9	
			6	2625.2	826.7			75997	67831	1.964	63.3	18.70	10	
		8	4	2195.1	1041.2	215.7		86555	58745	1.863	53.4	19.80	11	
			6	1954.4	910.9	586.7		96523	106912	1.780	70.3	39.10	12	
	φ38	4	4	1820.7	1325.2	306.1		90621	56067	2.519	37.0	9.67	13	
			6	17755.7	1267.9	428.4		93198	88514	2.484	58.6	22.97	14	
		8	4	1491.5	1041.4	901.8	17.2	105787	74748	2340	41.5	21.69	15	
			6	1353.0	911.0	789.3	398.7	118775	135075	2.224	62.9	49.33	16	
4452	φ32	4	4	2363.1	1325.2	759.7		107064	57639	2.924	26.9	4.98	17	
			6	2281.5	1267.7	902.8		110355	92263	2.884	51.9	14.43	18	
		8	4	1969.4	1041.1	902.1	539.4	130635	84016	2.686	32.9	12.17	19	
			6	无法满足强度要求										20
	φ38	4	4	1301.1	1325.2	1148.2	677.4	137363	77133	3.475	13.1	3.43	21	
			6	1267.0	1267.9	1098.3	818.7	141594	122939	3.427	42.9	33.62	22	
		8	4	无法满足强度要求										23
			6	无法满足强度要求										24
说明,E=2.06×10 ⁵ MPa T=835MPa SF=1														

表 2 40CrMo 杆柱计算结果

泵柱 (m)	泵径 (mm)	冲次 (1/min)	冲程 (m)	抽油杆柱组合				p_{max} (N)	M_{max} (N·m)	λ (m)	η_T (%)	Q_p (m ³ /day)	序 号
				$\phi 16$	$\phi 19$	$\phi 22$	$\phi 25$						
3452	$\phi 32$	4	4	3452.0				70096	41715	2.112	74.2	8.75	1
			6	3328.4	123.5			71937	66035	2.089	65.2	18.12	2
		8	4	2765.8	686.2			81285	56330	1.989	50.3	18.03	3
			6	2436.5	1015.5			88465	100065	1.930	67.8	37.71	4
	$\phi 38$	4	4	2529.4	922.6			84649	54528	2.745	31.4	8.20	5
			6	2426.3	1025.6			86495	85549	2.719	54.7	21.43	6
		8	4	2028.8	1222.0	201.2		96369	70660	2.535	35.3	18.45	7
			6	1808.1	1069.1	574.9		106800	124310	2.475	58.8	46.35	8
	$\phi 44$	4	4	1462.5	1555.2	434.2		174420	70240	2.230	19.3	6.74	9
			6	1411.4	1738.2	552.4		1069.58	109917	3.188	46.9	24.63	10
		8	4	1203.0	1222.0	1027.0		119239	89334	3.020	24.5	17.17	11
			6	1093.0	1069.3	926.3	359.4	131914	157094	2.881	52.0	54.63	12
4452	$\phi 32$	4	4	3039.5	1412.5			98368	55399	3.186	20.4	3.77	13
			6	2919.2	1487.7	45.1		101005	88126	3.152	47.5	13.19	14
		8	4	2471.1	1222.0	758.9		117497	78000	2.948	26.3	9.75	15
			6	2215.1	1069.2	926.2	241.5	132265	143810	2.809	53.2	29.56	16
	$\phi 38$	4	4	1905.7	1555.4	990.9		123216	73491	3.928	2.0	0.47	17
			6	1838.3	1488.1	1125.7		126445	116243	3.879	35.4	13.86	18
		8	4	1600.9	1222.0	1058.7	570.4	146733	100664	3.626	9.4	4.89	19
			6	杆柱不能满足强度要求									20
	$\phi 44$	4	4	664.7	1555.3	1347.6	884.3	159333	96487	4.236	/	/	21
			6	654.5	1488.2	1289.1	1020.2	163476	152371	4.187	30.2	15.88	22
		8	4	杆柱不能满足强度要求									23
			6	杆柱不能满足强度要求									24

说明: $E=2.06 \times 10^5 \text{MPa}$ $T=980 \text{MPa}$ $SF=1$

(1) 采用高强度材料抽油杆可以在更广参数范围满足抽油杆柱应力的要求。例如 35Mn₂ 杆 ($T=835 \text{MPa}$) 在 $S=6$ 米、 $n=8$ 冲/分钟、 $D_p=\phi 32$ 、 $L_p=4452$ 米时就无法满足强度要求, 而 40CrMo 杆 ($T=980 \text{MPa}$) 却可以满足上述要求。以计算结果来看, 即使在使用系数为 0.5 的条件下, 现有抽油杆也可满足目前国内深抽泵柱 (≤ 2500 米) 的要求, 在使用系数为 1 时可以将泵下到 4000 米。但随着泵柱加深, 驴头最大载荷和曲柄最大扭矩将迅速增加。国内深抽的主要困难是指抽油机无法满足大负荷、高扭矩的要求而限制了泵柱深度, 可见, 为满足深抽需要, 发展长冲程重型抽油机是必要的。

(2) 增加冲程是提高泵效的有效途径, 但它将迅速增大 p_{max} 和 M_{max} , 尤其在高冲次下更明

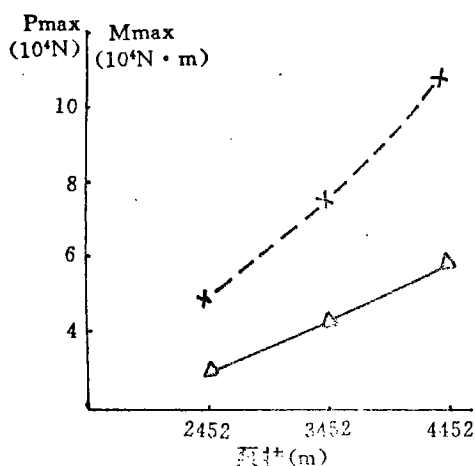


图 1A 35Mn₂ 抽油杆柱
 $\varnothing 32$ 泵 $S=4$ 米 $n=4$ 次/分钟
 \times P_{max} \blacktriangle M_{max}

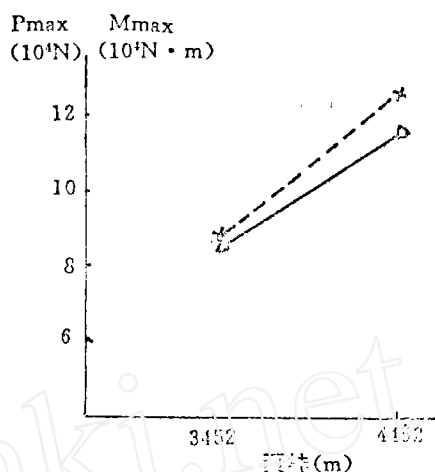


图 1B 40CrMo 抽油杆柱
 $\varnothing 38$ 泵 $S=6$ 米 $n=4$ 次/分钟
 \times P_{max} \blacktriangle M_{max}

显(图 2A、2B),可见在深轴中选择低冲次可以大大降低 p_{max} 和 M_{max} ,有利于放宽抽油机对下泵深度的限制,或者说在同样条件下可以把泵下得更深。

(3)在满足应力、负荷、扭矩条件下,整个抽油系统可能因为冲程损失太大导致系统泵效很低,甚至抽不出油(参见表 2 中第 17、20 两组数据),显然,这种杆柱组合无法满足油井产液要求

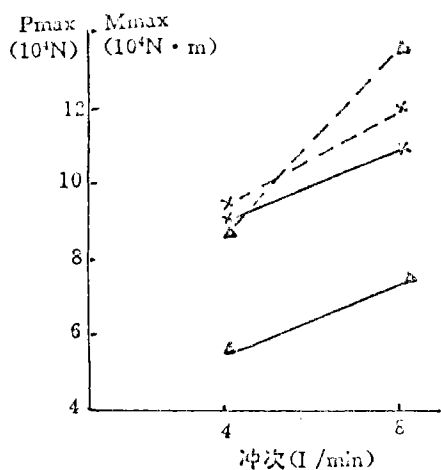


图 2A 35Mn₂ 抽油杆柱
 —— $S=4$ 米 $\varnothing 38$ 泵, $L_p=3452$ 米
 ---- $S=6$ 米
 \times P_{max} \blacktriangle M_{max}

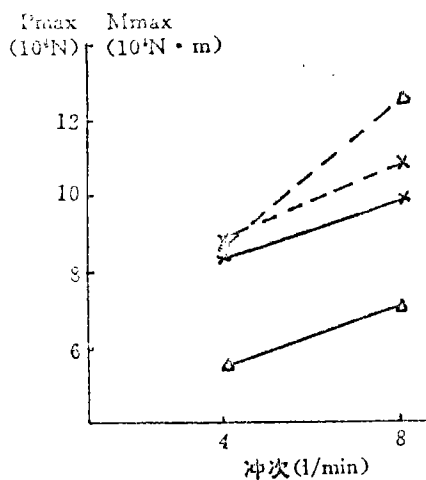


图 2B 40CrMo 抽油杆
 —— $S=4$ 米 $\varnothing 38$ 米 $L_p=3452$ 米
 ---- $S=6$ 米
 \times P_{max} \blacktriangle M_{max}

求,在矿场上并无实际意义。为了满足产液要求,必须使系统保持较高泵效,获得高效益。所以

杆柱设计还应考虑下面两个条件

$$\eta_k \geq [\eta]$$

$$Q_p = [Q]$$

计算表明,长冲程抽油机是保证上述条件的强有力措施。

(4)多种参数组合均可满足同一排量要求。例如 40CrMo 杆柱要满足 $[Q]=18$ 米³/尺产量,可以有下面四种参数组合(见下表)。

序号	冲程 (m)	冲次 (1/min)	泵径 (mm)	p_{max} (N)	M_{max} (N-m)	η_k (%)	Q_p (m ³ /day)	说明
1	6	4	φ32	71937	66035	65.2	18.12	泵挂: 3452米 使用系数:①
2	4	8	φ32	81285	56330	50.3	18.63	
3	4	8	φ32	96869	70660	35.3	18.45	
4	4	8	φ41	119239	89334	24.5	17.17	

显然,第三、四两种方案都较差,虽能满足产量要求,但 p_{max} 大、 M_{max} 高、 η_k 低,效益差。推荐采用第一种参数组合,若无 6 米冲程抽油机,也可采用第二种方案。

3 结论

通过大量的分析计算,有如下结论:

(1)深抽中杆柱强度不是主要问题,关键是国内抽油机无法满足其大载荷、高扭矩的需要,为适应深抽技术的发展,必须研究长冲程重型抽油机。

(2)深抽工艺参数仍存在不利配合区,抽汲参数以长冲程、小泵径、低冲次配合为好。

(3)为保证抽油系统安全高效工作,进行杆柱设计时不仅要满足负荷、应力、扭矩限制条件,还必须考虑泵效和产量的约束条件。

参 考 文 献

- 1 王鸿勋,张琪等.采油工艺原理(修订本).石油工业出版社,1987
- 2 API RP 11L. API Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Units (Conventional Units), Dallas, Feb, 1977.
- 3 徐灏等.机械设计手册(卷一).机械工业出版社,1988

Tentative Researches in the Design Criteria of a tapered Rod String in a Straight well

Hu Yongquan

(Department of Oil Construction Engineering)

Abstract

The oilfield practice proves that in middle and later oil production periods, or in the exploitation of deep, low-permeability reservoirs, it is an effective way to enhance oil recovery by increasing the pump setting depth. In the paper, the modified formula of calculating the pseudo-static load in a conventional straight well are applied to the calculation of the deep pumping load, and a theoretical modeling is derived for tapered rod string design in a deep well by the application of modified Goodman stress diagram. The corresponding computer program is worked out in FORTRAN and the calculating results are obtained of 35 Mn₂ and 40 CrMo steel sucker rods under different parameter coordinates. A rod string design criterion is perfected by the analysis of these results in deep well production with pumping units.

Key Words: Deep well pumping technique; Rod string design; Criterion

总公司“八五”科研项目“激光显微取样稳定同位素分析系统研究”通过鉴定

由我院负责、江汉石油学院与四川石油局参加共同完成的总公司“激光显微取样稳定同位素分析”项目于5月4日通过了院级鉴定。

鉴定会的同行专家听取了课题组的报告及观看了录相片后,对该项研究成果进行了认真评审。一致认为:

“激光显微取样稳定同位素分析系统”是集激光技术、显微镜光学技术、真空技术、以及质谱分析为一体的具有高空间分辨率和微分析的 C、O 同位素先进测试分析系统”。

该分析系统具有 20 μ m 的高空间分辨率和对 2 μ I(-10 μ g)CO₂ 气体进行 C、O 同位素分析的能力,并能达到与常规分析相当的精度。它对促进碳酸盐岩地球化学和储层地质学的研究将起到一个有力的推动作用。

(科研处 邱黎樟)