

小型轮式挖掘机的设计与性能分析

王 进,马军星

(长安大学 工程机械学院,陕西 西安 710064)

摘 要:针对目前小型轮式挖掘机缺乏设计理论支持、存在性能低和质量差的问题,提出了小型轮式挖掘机总体设计和主要参数的选择方法,给出了其特有的结构形式及整机最佳挖掘性能的发挥区域。对新研制的 WYL50 小型轮式挖掘机从设计、配套件选择和制造 3 个方面降低成本、提高性能和质量,并对其技术性能进行了试验分析。试验结果表明:该机设计参数选择合理、性能优越,完全满足小型轮式挖掘机的作业要求,与通用挖掘机相比成本降低 60%~70%;提出的设计方法科学合理,对小型轮式挖掘机的设计和生产具有指导意义。

关键词:机械工程;小型轮式挖掘机;总体参数;主要挖掘区;性能试验

中图分类号:TD422.2;TB121

文献标志码:A

Design and performance analysis of economy excavators

WANG Jin, MA Jun-xing

(School of Construction Machinery, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China)

Abstract: Aimed at the present problems that the theories for the design of economy excavators are lacking, and the economy excavators on market are in poor abilities and quality, the methods for conceptual design and main parameters of economy excavators are presented. The special construction and the high performance working range are described. For the new economy excavator, WYL50, is developed recently by three ways, including design, selection of parts and components, and manufacture are considered to cut down its cost and improve its performances and qualities. The performances of WYL50 are tested, and the results show that the excavator with reasonable parameters and perfect performance can satisfies all requirements of economy excavators. Compared with universal excavators, the manufacture cost is reduced 60 percent to 70 percent. The methods presented in this paper are reasonable and instructive to the design and manufacture of economy excavators. 1 tab, 6 figs, 8 refs.

Key words: mechanical engineering; economy excavator; conceptual parameter; main digging range; performance test

0 引 言

近年来,随着城镇和公路建设的快速发展,小型

轮式挖掘机的需求快速增长。与通用挖掘机相比,小型轮式挖掘机普遍存在性能低、质量差和供需矛盾突出的问题^[1]。目前,对小型轮式挖掘机的设计

和制造研究很少,缺乏理论支持。为此,本文从经济实用和性价比高的设计思想出发,采用经济可靠的配套件和正确的制造方法,提高了新研制的 WYL50 小型轮式挖掘机的性能,降低了成本。

1 总体参数的选择

小型轮式挖掘机总体参数有:尺寸参数、质量参数、功率参数和经济指标参数。其中最主要的参数有:斗容量、整机质量、功率、工作压力和流量^[2]。总体设计时,根据使用要求和工作特性先确定主要参数,然后依次确定其他参数。

1.1 斗容量 q

q 直接反映挖掘的能力和效果,由于受轮式底盘承载能力和稳定性的限制,小型轮式挖掘机斗容量不宜过大,通常为 $0.25 \sim 0.35 \text{ m}^3$ 。斗容量过大,对底盘的承载和传动性能要求高,开发价值低。

1.2 液压系统工作压力 p 和流量 Q

确定系统工作压力应首先考虑整机成本,以不超过 $16 \sim 18 \text{ MPa}$ 为宜,这样可以选择价格合理的液压元件。根据小型轮式挖掘机的作业性能和作业速度,按单一动作和复合动作确定流量。单一动作时,动臂与斗杆液压缸的伸出速度 $v_1 = 10 \sim 12 \text{ cm/s}$,铲斗液压缸伸出速度 $v_2 = 12 \sim 14 \text{ cm/s}$;复合动作时,作业速度相应降低。

单一动作时,液压系统流量 Q 为

$$Q = \max\left(\frac{\pi}{4} D_1^2 v_{1\max}, \frac{\pi}{4} D_2^2 v_{2\max}\right) \quad (1)$$

动臂与回转复合动作时,液压系统流量 Q 为

$$Q = \frac{\pi}{4} D_1^2 v'_1 + \frac{\pi}{4} D_3^2 v'_3 + \frac{\pi}{4} (D_3^2 - d_3^2) v'_3 \quad (2)$$

式中: D_1 为动臂液压缸直径(cm); D_2 为铲斗液压缸直径(cm); D_3 为回转液压缸直径(cm); d_3 为回转液压缸活塞杆直径(cm); $v_{1\max}$ 为动臂液压缸最大伸出速度(cm/s); $v_{2\max}$ 为铲斗液压缸最大伸出速度(cm/s); v'_1 、 v'_3 分别为复合动作时动臂和回转液压缸伸出速度(cm/s)。

复合动作时,要求液压系统流量 Q 最大。对于斗容量 q 为 $0.25 \sim 0.35 \text{ m}^3$ 的挖掘机,建议选择液压泵的流量为 $110 \sim 130 \text{ L/min}$ 。

1.3 发动机功率与液压系统功率

发动机功率应满足挖掘机工作的动力需要。小型轮式挖掘机多采用单泵定量系统,采用调节油门的大小改变发动机的转速,实现液压泵的调速,达到改变工作机构的速度。因此,小型轮式挖掘机要求发

动机功率储备较大,这样发动机可以在较大的转速范围内正常工作。发动机在大油门(高速)时挖掘作业,在小油门(低速)时工作装置左右回转作业。在小油门工作时,发动机仍有足够的输出扭矩和功率,驱动回转工作机构动作,保证发动机不熄火。挖掘机工作机构液压系统需要的最大功率 N_y 为

$$N_y = \frac{p Q_{\max}}{60\,000 \eta} \quad (3)$$

式中: p 为液压系统工作压力(kPa); Q_{\max} 为液压系统最大流量(L/min); η 为液压系统效率, $\eta = 0.85$ 。

发动机功率 N_f 为

$$N_f = k N_y \quad (4)$$

式中: k 为发动机功率储备系数, $k = 1.20 \sim 1.25$ 。

工作机构所需的液压功率为 $35 \sim 38 \text{ kW}$,考虑挖掘机工作机构的调速要求,发动机应有必要的功率储备,实际选取发动机功率为 $40 \sim 45 \text{ kW}$ 比较合适。小型轮式挖掘机发动机的额定功率比同级的通用挖掘机功率高 20% ,可较好地满足动力的需要。

1.4 作业尺寸与工作装置参数的确定

作业尺寸的大小直接影响挖掘性能的好坏,小型轮式挖掘机采用反铲工作装置,由于工作对象以挖松土为主,为提高适应性和工作性能,可适当增加挖掘深度和卸载高度。合理选择动臂、斗杆、铲斗的长度 l_1 、 l_2 、 l_3 和相应的工作转角 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 ,在满足作业尺寸的前提下,尽量减少工作装置尺寸。推荐动臂与斗杆长度比值 $K_1 = l_1/l_2 = 1.6 \sim 1.8$;动臂最大工作转角 $\theta_{1\max} = 45^\circ \sim 50^\circ$,最小工作转角 $\theta_{1\min} = -55^\circ \sim -48^\circ$;动臂最大摆角 $\varphi_{1\max} = 100^\circ \sim 110^\circ$;斗杆工作转角 $\theta_2 = 45^\circ \sim 170^\circ$,最大摆角 $\varphi_{2\max} = 110^\circ \sim 125^\circ$;铲斗工作转角 $\theta_3 = -30^\circ \sim 150^\circ$,最大摆角 $\varphi_{3\max} = 175^\circ \sim 180^\circ$ 。由此可计算出主要工作尺寸和工作范围,如图 1(见下页)所示。

最大卸载高度 $H_{1\max}$ 为

$$H_{1\max} = y_0 + l_1 \sin(\theta_{1\max}) - l_2 \sin(\theta_{1\max} + \theta_{2\max}) - l_3 \quad (5)$$

最大挖掘深度 $H_{2\max}$ 为

$$H_{2\max} = y_0 + l_1 \sin(\theta_{1\min}) - l_2 - l_3 \quad (6)$$

最大挖掘高度 $H_{3\max}$ 为

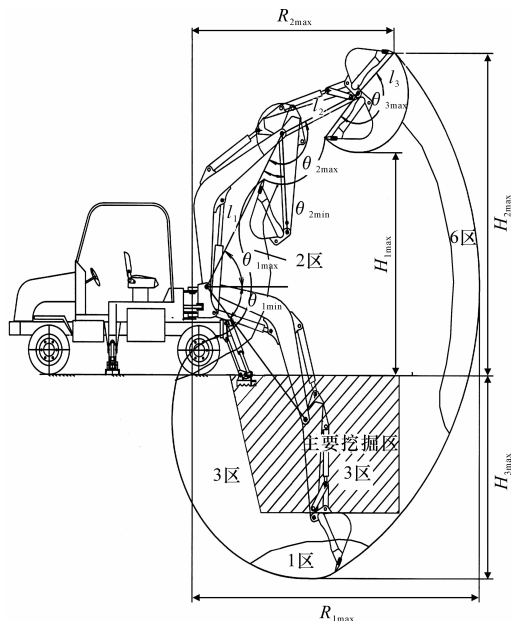
$$H_{3\max} = y_0 + l_1 \sin(\theta_{1\max}) - l_2 \sin(\theta_{1\max} + \theta_{2\max}) + l_3 \sin(\theta_{1\max} + \theta_{2\max} - (180^\circ - \theta_{3\max})) \quad (7)$$

最大挖掘半径 $R_{1\max}$ 为

$$R_{1\max} = x_0 + [l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos(\theta_{2\max})]^{1/2} + l_3 \quad (8)$$

最大卸载高度时的卸载半径 $R_{2\max}$ 为

$$R_{2\max} = x_0 + l_1 \cos(\theta_{1\max}) - l_3 \cos(\theta_{1\max} + \theta_{2\max}) \quad (9)$$



注: θ_{2min} 为斗杆最小工作转角。

图 1 经济型挖掘机总体构造与作业范围

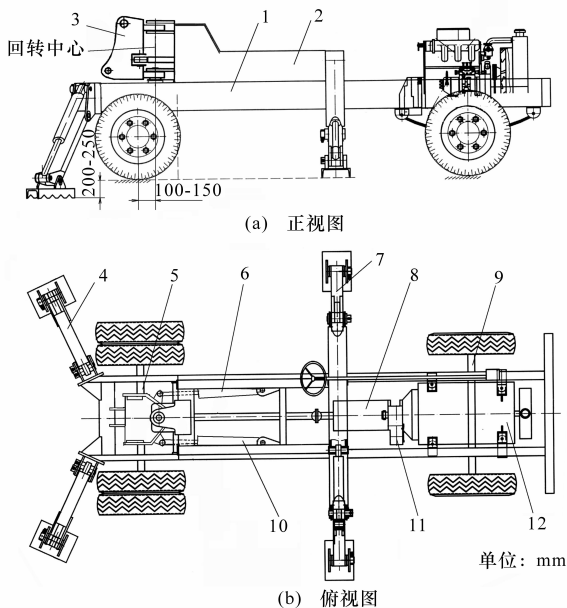
式中: x_0 、 y_0 为动臂下铰点的坐标(m); θ_{2max} 、 θ_{3max} 分别为斗杆、铲斗的最大工作转角。

动臂液压缸下摆受车架结构干涉的限制,不能太低,否则会影响挖掘深度。可以选择较小的动臂弯角,弥补动臂不能太低而影响挖掘深度的缺点,可选动臂弯角为 $125^{\circ} \sim 140^{\circ}$ 。适当增加动臂的 θ_{1max} ,以减小动臂弯角对挖高和卸高的影响。

2 结构特点

小型轮式挖掘机总体构造^[3]与通用挖掘机相比,工作装置基本相同,主要差异在转台、回转机构和行走底盘。图 2 为新研制的 WYL50 小型轮式挖掘机的车架和传动系统结构。主车架采用槽钢焊接,副车架焊在主车架上,用于安装回转座和回转摆动油缸,使工作装置实现 180° 半回转。回转中心尽量布置在后轮轴以前 $100 \sim 150$ mm,可提高行走稳定性和爬坡能力^[4]。转向前桥与车架弹性联接,驱动后桥与车架刚性固定。为了保证作业时的稳定性和轮胎与车桥空载,在车架中部副车架上安装 2 个蛙式支腿,车架后面安装 2 个八字形支腿,可增大承载能力,机构容易布置。挖掘时,4 个支腿打开,挖掘机前后轮胎离地 $200 \sim 250$ mm,前后支腿收起后不能超过底盘的宽度。发动机安装在车架的前部,传动系统采用汽车配件。整个车架和行走机构的结构力求简单、经济实用和便于制造。

合理降低成本和提高性能对小型轮式挖掘机非常重要。由于受整机成本的限制,不能选择工程机



1-车主架;2-副车架;3-回转座;4-反支腿;5-后驱动桥;6-摆动油缸;7-前支腿;8-变速器;9-转向桥;10-传动轴;11-取力器;12-发动机

图 2 底盘结构

械专用配套件。在选择液压泵、换向阀组、液压缸和发动机等配套件时,既要考虑质量,还要考虑价格,要求成本、性能和质量之间达到和谐平衡^[5]。传动系统的变速器、前后桥、传动轴、车轮和转向器等配套件采用成熟汽车部件,价格低、通用性好、工作可靠、便于维修,既保证了行走系统可靠性,也有效地降低了传动系统的成本。小型轮式挖掘机配套件的价格只有同等级通用挖掘机的 $20\% \sim 25\%$ 。

小型轮式挖掘机结构件的制造方法与通用挖掘机也有较大差异,如数控切割、压弯、焊接机器人和镗床等设备很少应用。通过合理地设计动臂、斗杆、铲斗和车架的结构,采用独特的制造方法,可有效降低制造成本^[6]。在 WYL50 挖掘机动臂和斗杆制造中,首先将动臂和斗杆上的各孔板和轴套等组焊件加工成形,然后利用焊接工装把这些待焊的组件装夹定位、控制尺寸,再对焊在一起,然后整体一次焊接成形,尽量避免焊接后的机加工。图 3 为动臂的焊接工装,可有效地减小和控制焊件变形^[7]。用焊接工装保证结构件的位置和制造精度,减少或避免

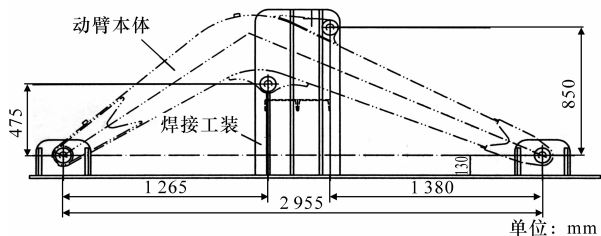
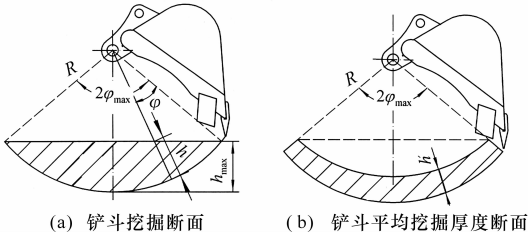


图 3 WYL50 挖掘机动臂焊接工装

焊后机加工,可降低制作费用 50%~60%。

3 工作载荷的确定

小型轮式挖掘机以铲斗挖掘为主,工作装置设计应满足作业尺寸的条件,重点是铲斗机构的设计。设计时,应首先确定铲斗挖掘的工作载荷。铲斗机构采用六连杆机构,为满足挖掘、最大卸载及运输状态的要求,铲斗的总转角取 175°~180°,仰角 25°~30°。铲斗挖掘土壤的断面如图 4 所示。



注:φ、2φ_{max}分别为挖掘转角和挖满斗转角;h、h'、h_{max}分别为挖掘土壤厚度、平均挖掘厚度和最大挖掘厚度。

图 4 铲斗挖掘土壤的断面

铲斗转动 2φ_{max} 后挖满斗,按图 4(a) 的挖掘断面,铲斗切向阻力 W₁ 可为

$$W_1 = C \left\{ R \left[1 - \frac{\cos(\varphi_{\max})}{\cos(\varphi_{\max} - \varphi)} \right] \right\}^{1.35} BAZX + D \tag{10}$$

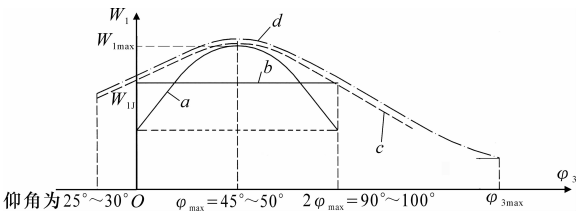
式中:C 为土壤硬度系数,挖 III 级土壤 C = 90 ~ 120;R 为铲斗挖掘半径(cm);B 为切削宽度系数, B = 1 + 1.26b, b 为铲斗平均宽度(m);A 为切削刃系数, A = 1.3;Z 为斗齿系数, Z = 0.75;X 为斗侧壁厚厚度影响系数, X = 1.15;D 为切削刃挤压土壤的力, D = 1 200 ~ 1 400 N。

按照挖掘断面,通过式(10) 计算,挖掘阻力变化见图 5 曲线 a,显然切削厚度最大时,挖掘阻力最大。图 4(b) 为平均挖掘厚度断面,切削厚度变化小,而阻力亦趋相等,平均挖掘阻力 W_{1j} 为

$$W_{1j} = C \left[R \left(1 - \sqrt{\frac{\sin(\varphi_{\max}) \cos(\varphi_{\max}) 180^\circ}{\varphi \pi}} \right) \right]^{1.35} \cdot BAZX + D \tag{11}$$

通过式(11) 计算,铲斗在平均挖掘厚度下的阻力见图 5 曲线 b。实际挖掘过程中,铲斗挖掘土壤的断面形状是多样的,引起阻力变化也各不相同。铲斗在整个转角范围内的理论阻力见图 5 曲线 c。

从图 5 可以看出,在挖掘区段 0 ~ 2φ_{max} 阻力较大,当铲斗在 -10° ~ 10° 开挖时,最大挖掘力出现在 30° ~ 35° 比较合理。合理设计铲斗机构,使挖掘力的大小和变化规律与挖掘阻力一致,要求设计铲斗理论挖掘力曲线见图 5 曲线 d。



注:φ₃ 为铲斗摆角;W_{1max} 为铲斗最大切向阻力。

图 5 铲斗挖掘断面与挖掘阻力曲线

在非挖掘区段,铲斗机构挖掘力除满足充斗的要求外,铲斗在最大转角时应满足铲斗自重、土重、起重和动载的影响。

按作业范围确定工作装置尺寸后,对动臂和斗杆机构设计必须保证铲斗挖掘力的发挥。要求挖掘力在整个工作范围内充分发挥显然是不经济的,实际中亦无必要。工作装置参数的选择应保证挖掘机在经常工作位置,即主要挖掘区内挖掘性能充分发挥(3 区),不能出现液压缸闭锁、整机稳定和附着等因素,限制挖掘力的发挥^[8]。例如,在最大挖掘半径处,可以出现后倾限制挖掘力发挥的 6 区;在最大挖掘深度处,可以出现小面积动臂油缸闭锁限制挖掘力发挥的 1 区;在离机体较近区域,可以出现斗杆油缸闭锁限制挖掘力发挥的 2 区,如图 1 所示。

4 性能试验

基于上述理论,研制了 WYL50 小型轮式挖掘机,并对其挖掘性能进行了试验研究。该机设计挖掘力 32 kN,工作压力 18 MPa,闭锁压力 26 MPa,发动机功率 45 kW,最大挖掘阻力 30 kN。考虑到该机以铲斗挖掘为主,试验中选取挖掘区内的 6 个主要作业点。分别测试铲斗挖掘力、动臂和斗杆油缸闭锁压力、铲斗油缸工作压力和整机稳定。其中作业点①位于最大挖掘半径处;②~⑤点位于主要挖掘区,为设计最大挖掘力位置;⑥点位于最大挖掘深度处。试验装置和测量位置如图 6 所示;测试结果

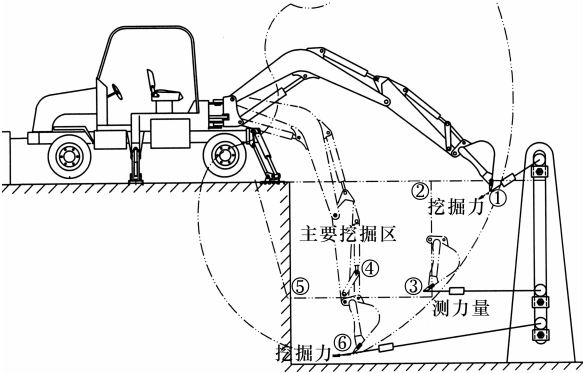


图 6 铲斗挖掘力试验装置与测量位置

及限制挖掘力发挥的原因如表 1 所示。

表 1 数据表明,在主挖掘区内,②~⑤点挖掘力均达到设计值 32 kN,大于最大挖掘阻力,且限制原因均为系统安全阀溢流(即转斗油缸在最大压力下工作),说明该区域挖掘性能充分发挥。最大挖掘半径处虽受整机后倾限制,挖掘力仅有 25.8 kN,但这

并不影响整机性能,反而有利于整机自救。在最大挖掘深度处出现了动臂油缸闭锁力不足的现象,挖掘力为 20.1 kN,但该作业点位于主要挖掘区外,实际操作时可以减小挖掘厚度以弥补挖掘力不足的缺陷。因此,牺牲该作业点挖掘力以降低生产成本,对小型轮式挖掘机来说是值得的。

表 1 铲斗挖掘性能测试结果

测量点	测量位置	挖掘力/kN	铲斗油缸工作压力/MPa	动臂油缸闭锁压力/MPa	斗杆油缸闭锁压力/MPa	整机稳定性	限制原因
①	最大挖掘半径	25.8	15.52	24.6	25.65	整机后倾	整机后倾
②	主要挖掘区	32.0	18.00	15.5	23.10	稳定	系统安全阀溢流
③	主要挖掘区	32.0	18.00	25.2	20.75	稳定	系统安全阀溢流
④	主要挖掘区	32.0	18.00	21.1	20.89	稳定	系统安全阀溢流
⑤	主要挖掘区	32.0	18.00	16.3	21.33	稳定	系统安全阀溢流
⑥	最大挖掘深度	20.1	12.25	26.0	21.76	稳定	动臂油缸过载阀溢流

综合分析试验结果,可以看出该机设计参数选择合理,动臂与斗杆油缸闭锁良好,与铲斗油缸匹配,性能优越,完全满足小型轮式挖掘机作业要求。

5 结 语

(1)根据小型轮式挖掘机的工作特点,提出了总体设计方法,给出了主要参数的合理取值范围、特有的结构形式和整机最佳挖掘性能的发挥区域。

(2)在经济实用和性价比高的设计思想下,从设计、配套件选择和制造方法 3 个方面考虑降低成本,提高整机性能和质量。

(3)通过 WYL50 样机的试制、考核试验和成本核算,证明设计参数选择合理,挖掘性能优越,结构件的制造方法满足小型轮式挖掘机制造精度和质量要求,与通用挖掘机相比,降低成本 60%~70%。

参考文献:

References:

[1] 严伯昌.我国小型农用工程机械行业现状[J].当代农机,2007,6(10):34-35.
YAN Bo-chang. The present situation of the trades of small-size agricultural construction machinery in our Country[J]. Contemporary Farm Machinery, 2007, 6 (10):34-35.

[2] Moore P. The essence of excavators[J]. Mining Magazine,2006,195(2):15-21.

[3] 王 进. WYL50 型农用轮式液压挖掘机[J]. 工程机械,2006,37(5):10-11.
WANG Jin. Model WYL50 wheel type hydraulic ex-

cavator for agriculture usage[J]. Construction Machinery and Equipment,2006,37(5):10-11.

[4] Chudnovskii V Y. Vertical oscillations of the working unit of a bucket-wheel excavator in a pit face and their suppression[J]. Journal of Machinery Manufacture and Reliability,2008,37(3):221-227.

[5] 汪芙蓉. 配套件行业调查[J]. 建筑机械,2007(12):26-29.
WANG Fu-rong. Investigation of Chinese components induxstry[J]. Construction Machinery, 2007 (12):26-29.

[6] 徐慎初,冯 磊. 部件寿命影响机器使用经济性[J]. 建筑机械,2005(5):22-25.
XU Shen-chu, FENG Lei. Component life sketches machine economic lift[J]. Construction Machinery, 2005(5):22-25.

[7] 范存超,李祥忠,崔继永,等. 小型挖掘机结构件焊接变形的控制[J]. 工程机械,2008,39(2):50-52.
FAN Cun-chao, LI Xiang-zhong, CUI Ji-yong, et al. Control on welding deformation of structural components on compact excavators[J]. Construction Machinery and Equipment,2008,39(2):50-52.

[8] 陈世教,荣洪均,冀满忠,等. 液压挖掘机反铲工作装置整机理论复合挖掘力的计算及应用[J]. 工程机械,2007,38(4):39-43.
CHEN Shi-jiao, RONG Hong-jun, JI Man-zhong, et al. Calculation of theoretical digging force under combined work condition for hydraulic excavator with backhoe attachment and its application[J]. Construction Machinery and Equipment,2007,38(4):39-43.