

滴灌加压泵站离心泵并联总流量分析模型

李明思, 蓝明菊, 吕廷波

(石河子大学水利建筑工程学院, 石河子 832003)

摘要: 为了在滴灌加压泵站设计中, 给并联工作离心泵数量的确定提供帮助, 该文以并联水泵工况点的求解原理为基础, 建立了分析离心泵并联总流量随并联数量的变化模型。模型分析结果显示, 单泵工作流量随并联数量的增多而减小, 而且减幅降低; 离心泵并联总流量随并联数量的增多而增加, 但是增幅衰减; 而且其衰减速度大于单泵流量减幅的降低速度。利用设计实例验证了该模型的应用有效性。该研究可为滴灌灌区泵站设计提供参考。

关键词: 滴灌, 泵站, 离心泵, 流量, 水泵并联, 模型

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.13.012

中图分类号: S277, TV675

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-13-0072-05

李明思, 蓝明菊, 吕廷波. 滴灌加压泵站离心泵并联总流量分析模型[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 72-76.

Li Mingsi, Lan Mingju, Lu Tingbo. Analysis model of total flow rate of centrifugal pumps in parallel operation for pressure pumping station of drip irrigation system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(13): 72-76. (in Chinese with English abstract)

0 引言

随着膜下滴灌技术在新疆大面积推广应用, 单个滴灌系统的规模也逐步扩大^[1], 其首部加压泵站的工况也多变; 为此, 滴灌泵站设计中采用多泵并联工作和变速调节的方法解决工况变化问题, 而且灌溉加压泵站多选用离心泵工作^[2-3]。这种条件下, 泵站的总设计流量就是离心泵并联总流量^[4], 是确定离心泵数量的依据。然而, 泵站总流量的增量随着并联水泵数量的增多而减少^[5-6], 所以, 为了确定合理的水泵并联数量, 必须对水泵并联总流量的动态进行分析。分析水泵并联总流量的经典方法是图解法^[6], 该方法比较直观, 但是不能反映其内在的机理。张言禾等提出了并联总流量的数值解法^[7-8], 但是数值解法模型用于分析并联总流量变化机理时显得有些困难。林一清等将水泵特性曲线拟合合成数学方程, 建立数学分析模型^[9]; 有些数学关系往往建立得过于简单^[10]。本文针对滴灌系统所用的离心泵, 从离心泵特性曲线以及滴灌管网水头损失曲线出发, 建立离心泵并联总流量分析模型, 并对该模型特点进行分析, 可为滴灌加压泵站设计以及水泵应用理论的发展提供参考。

1 基本理论

河水滴灌系统中离心泵站从进水池吸水, 然后将水直接压入输水管网内(如图 1 所示), 其工作特点不同于灌排提水泵站^[11], 而更类似于城市供水泵站。泵站最

大设计流量是离心泵并联总流量, 它的计算取决于参与并联的离心泵特性曲线和滴灌泵站装置的系统特性曲线。

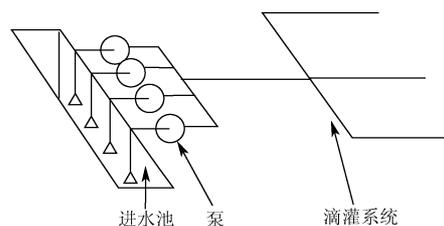


图 1 滴灌泵站布置示意图

Fig.1 Sketch of pumping station for drip irrigation system

离心泵在高效区附近的流量和扬程关系曲线是其特性曲线中最重要的一条曲线, 对于后弯式叶片的离心泵, 其流量和扬程关系曲线是开口向下的二次抛物线^[4,11-15]。

$$H_i = A + B \cdot Q_i - C \cdot Q_i^2 \quad (1)$$

式中, H_i 为离心泵扬程, m; Q_i 为离心泵流量, m^3/h ; A 为常数。由于 $Q_i=0$ 时离心泵扬程接近最大值^[15], 所以 $A>0$, 而且, $(H_i)_{\max} \approx A$; B 为系数, 可能大于 0, 也可能小于 0; C 为系数, 对于后弯式叶片离心泵, $C>0$ 。

泵站装置的系统特性曲线由装置静扬程和管网水头损失曲线组成^[4,11], 由于滴灌加压泵站工作特点类似于城市供水泵站, 所以其装置静扬程由泵站进水池水位与管网控制点高程之差决定^[16]。滴灌系统的轮灌组位置距离泵站最远时, 输水管网的水头损失最大, 所以滴灌输水管网的水头损失与输水流量以及输水管网的工作长度有关。大型滴灌系统由多级管道组成, 各级管道的管径、工作管长和流量不同, 产生的水头损失不一样, 但是管网输水总流量始终等于泵站中工作泵的并联总流量。因此, 将输水管网概化成单管, 其概化后的管道水头损失

收稿日期: 2011-12-26 修订日期: 2012-02-18

基金项目: 国家节水灌溉工程技术研究中心(新疆)联合基金项目(Z200901); 石河子大学“263”计划项目(SJ08014)

作者简介: 李明思(1965-), 男, 新疆乌苏人, 教授, 博士, 主要从事节水灌溉理论与新技术。石河子 石河子大学水利建筑工程学院, 832003。农业工程学会会员(E041100050S), Email: leemince-709@163.com

系数设为 K_0 ，根据 Darcy-Weisbach 公式^[4,11,16]，泵站装置的系统特性曲线为

$$H = H_{ST} + h_f = H_{ST} + K_0 \cdot Q^2 \quad (2)$$

式中， H 为泵站装置总扬程，m； H_{ST} 为泵站装置静扬程，m，为定值； h_f 为滴灌系统输水管网工作段的水头损失； K_0 为输水管网概化成单管后的水头损失系数： $K_0 = S_0 \times L$ ； S_0 为管道比阻， $S_0 > 0$ ； L 为输水管网概化成单管后的长度，m，仅与轮灌组距泵站的距离有关； Q 为管网输水总流量， m^3/h 。

2 离心泵并联总流量模型建立

泵站装置总流量是水泵并联总和特性曲线与泵站装置的系统特性曲线的交点流量^[4,11,15]，图 2 为图解法求解 4 台同型号离心泵并联装置工况点方法。

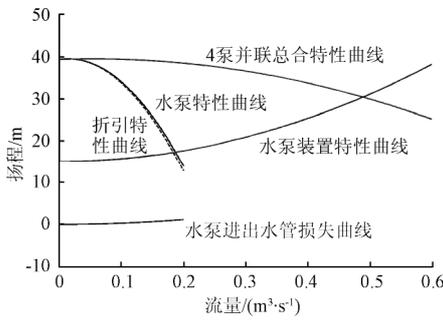


图 2 离心泵并联装置工况图解

Fig.2 Graphic solution for pumps system duty point with four identical centrifugal pumps in parallel

水泵并联总和特性曲线由水泵折引特性曲线在“同扬程下流量相加”的原则下产生^[11]，而离心泵折引特性曲线由离心泵 $Q_i \sim H_i$ 特性曲线减去水泵进、出水管水头损失而得。

$$H'_i = A + B \cdot Q_i - D \cdot Q_i^2 \quad (3)$$

$$D = C - K_i \quad (4)$$

式中， H'_i 为离心泵折引扬程，m； K_i 为离心泵进、出水管水头损失系数， $K_i > 0$ ； D 为系数，因为离心泵折引特性曲线也是开口向下的二次抛物线^[9,11,15]，所以 $D > 0$ 。

对于同型号的离心泵，其并联总流量为

$$Q = N \times Q_i \quad (5)$$

式中， N 为参与并联的同型号离心泵数量； Q_i 为离心泵单泵流量， m^3/h 。

随着水泵并联数量的增加，装置总流量增大，对应的装置总扬程也增加；同样，单泵扬程也增加。如果认为扬程随流量近似呈线性增加，则扬程增量可表达为

$$\Delta H = (H'_i)'_{Q_i} \cdot \Delta Q_i \quad (6)$$

$$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial Q}{\partial Q_i} \Delta Q_i = Q_i \cdot \Delta N + N \cdot \Delta Q_i \quad (7)$$

$$\Delta H = 2K_0 (N \cdot Q_i^2 \cdot \Delta N + N^2 \cdot Q_i \cdot \Delta Q_i) \quad (8)$$

式中， $(H'_i)'_{Q_i}$ 为装置总扬程关于装置总流量的导数。

$$\Delta H'_i = (H'_i)'_{Q_i} \cdot \Delta Q_i = (B - 2D \cdot Q_i) \Delta Q_i \quad (9)$$

式中， $(H'_i)'_{Q_i}$ 为离心泵单泵折引特性曲线的扬程关于单泵流量的导数。

因为水泵并联总和特性曲线是水泵折引特性曲线在“同扬程下流量相加”原则下建立的，而并联工况是水泵并联总和特性曲线与装置系统特性曲线的交点，所以，水泵并联工况的扬程增量等于装置特性曲线上的扬程增量，也等于参与并联的单泵折引特性曲线上的扬程增量（如图 2 所示），即： $\Delta H = \Delta H'_i$ ，所以有

$$2K_0 \cdot N \cdot Q_i^2 \cdot \Delta N = -(2D \cdot Q_i - B + 2K_0 \cdot N^2 \cdot Q_i) \Delta Q_i \quad (10)$$

$$\Delta Q_i = -\frac{2K_0 \cdot N \cdot Q_i^2}{2D \cdot Q_i - B + 2K_0 \cdot N^2 \cdot Q_i} \Delta N \quad (11)$$

根据单泵特性曲线可知

$$2D \cdot Q_i - B = \frac{A - H_i}{Q_i} + D \cdot Q_i \geq 0 \quad (12)$$

所以式 (11) 表明，随着并联离心泵数量的增多，单泵工作流量减小，但是减幅降低。

将式 (7) 代入式 (10) 替换 ΔQ_i 后得到 $\Delta Q \sim \Delta N$ 的关系式

$$\Delta Q = \frac{2D \cdot Q_i^2 - B \cdot Q_i}{2D \cdot Q_i - B + 2K_0 \cdot N^2 \cdot Q_i} \Delta N \quad (13)$$

根据式 (12) 的分析结果可以看出，式 (13) 表明，随着并联离心泵数量增多，并联总流量（泵站装置总流量）也增加；但是，总流量的增幅衰减。

式 (13) 还表明，泵站总流量增幅的衰减主要受泵站装置的系统特性曲线影响，与水泵特性曲线关系不大，即不论什么型号离心泵，随着其并联数量的增多，泵站总流量的增幅都会衰减。式 (11) 也反映出这一特点，离心泵并联后，造成单泵工作流量减小的原因是泵站输水管网的水头损失增大。另外，式 (13) 显示，泵站总流量随水泵并联数量的变化率是关于 N^2 的函数；而式 (11) 中单泵工作流量随水泵并联数量的变化率是关于 N^{-1} 的函数，所以，随着离心泵并联数量的增多，泵站总流量增幅的衰减速度大于单泵工作流量减幅的下降速度。

对式 (2)、(3) 和 (5) 进行整理，得到泵站总流量与水泵并联数量的关系

$$(A - H_{ST} + K_0 \cdot Q^2)N^2 + B \cdot Q \cdot N - D \cdot Q^2 = 0 \quad (14)$$

该式可用于估算泵站设计总流量所对应的水泵并联数量。

作为调节泵站工况的一种手段，水泵并联运行或串联运行的目的主要是为了增加泵站流量或扬程，而如果要求泵站减小工况流量或扬程，则可以通过减少水泵工作数量或者采用水泵调速运行的方法来实现。本文重点讨论滴灌加压泵站设计中并联运行离心泵数量与泵站总流量的关系，所以不涉及水泵变速调节或换轮调节对泵站总流量的影响问题。

3 应用分析

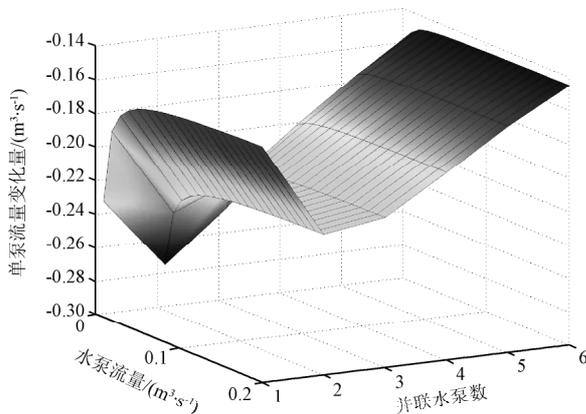
以一个面积为 200 hm² 的滴灌系统的加压泵站设计为例。该滴灌系统采用 U-PVC 管作输水管，管径为 0.55~

0.075 m; 糙率为 0.009。灌水高峰期综合灌水定额 42 mm, 泵站日工作时间 22 h, 设计灌水周期 4 d, 泵站设计总流量 $Q=0.265 \text{ m}^3/\text{s}$ 。最不利工况时, 滴灌系统工作段 (包含过滤器) 总水头损失 $h_f=35.899 \text{ m}$; 当量管长 $L=7\ 200 \text{ m}$; 换算出当量比阻 $S_0=0.071$; 当量管道水头损失系数 $K_0=S_0 \times L=511.2$ 。滴灌系统静扬程 $H_{ST}=2.1 \text{ m}$ 。

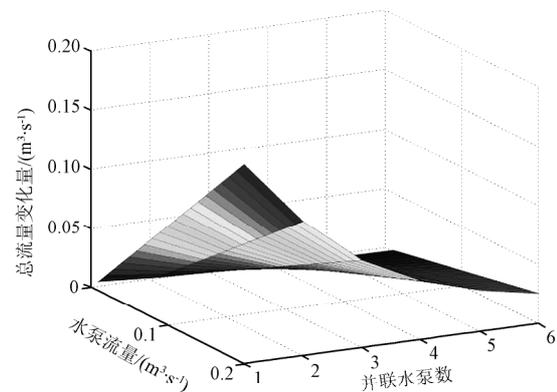
经过性能比较, 选用 200-S42 型单级双吸中开离心泵工作, 该泵额定扬程 42 m, 额定流量 $280 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0.0778 \text{ m}^3/\text{s}$), 额定转速 2 950 r/min, 工作效率 85%, 配套电机功率 45 kW, 必需汽蚀余量 5 m。回归出该泵的 $H_i \sim Q_i$ 性能曲线为

$$H_i = 59.35589 + 20.69417 \times Q_i - 2740.38835 \times Q_i^2 \quad (15)$$

$$R^2 = 0.9956$$



a. 单泵工况流量减少



b. 泵站总流量增加

图3 泵站工况流量变化量

Fig.3 Variation of flow capacity for pumps system duty point

单泵工作流量的减少量 ΔQ_i 随着离心泵流量 Q_i 呈抛物线形变化, 然而 Q_i 的变化并不影响 ΔQ_i 随 N 的变化规律, 只要并联水泵数量增多, 单泵工作流量就会减小, 而且减幅降低。但是, 离心泵流量 Q_i 的变化影响到泵站总流量的增加量 ΔQ 随 N 的变化规律。总体上, 泵站总流量随水泵并联数量的增多而增大, 但是增幅衰减, 而且当 Q_i 较大时, 泵站总流量的增幅加速衰减。

3.2 离心泵并联数量对泵站工况点的影响

依据式 (15) 和 (16) 可计算出泵站装置工况点和单泵工况点随离心泵并联数量的变化, 如表 1 所示。

表1 泵站及单泵工况点

Table 1 Duty points for pumping stationing and single pump

并联水泵数	泵站总流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	单泵工作流量 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	泵站扬程/m	泵站总流量增幅 $/(m^3 \cdot s^{-1})$	单泵流量减幅 $/(m^3 \cdot s^{-1})$
1	0.1359	0.1359	11.544	—	—
2	0.2231	0.1116	27.533	0.0872	-0.0243
3	0.2692	0.0897	39.147	0.0461	-0.0218
4	0.2935	0.0734	46.124	0.0243	-0.0164
5	0.307	0.0614	50.293	0.0136	-0.0120
6	0.3152	0.0535	52.881	0.0081	-0.0089

根据式 (2) 得到泵站装置特性曲线方程

$$H = 2.1 + 511.2 \times Q^2 \quad (16)$$

因为泵站内管网水头损失一般较小, 所以泵站设计时, 可忽略水泵进、出水管水头损失, 即水泵并联工况计算时可不考虑水泵 $H_i \sim Q_i$ 特性曲线的折引问题。

3.1 离心泵流量对单泵工况流量和泵站总流量的影响

式 (11) 和 (13) 是泛函数, 可分别表示成 ΔQ_i 和 ΔQ 关于 Q_i 、 N 和 ΔN 的函数, 由于 N 与 ΔN 有关, 所以 ΔQ_i 和 ΔQ 实际上是关于 Q_i 和 N 的函数。那么 ΔQ_i 和 ΔQ 除了受水泵并联数量 N 影响以外, 还受离心泵流量 Q_i 的影响。图 3 是 Q_i 和 N 同时变化时 ΔQ_i 和 ΔQ 的动态过程。

随着并联工作的离心泵数量由 2 台增加到 6 台, 泵站总流量增幅减小了 $0.0791 \text{ m}^3/\text{s}$, 相当于减少了一台 200-S42 型离心泵的额定流量; 而相应的单泵工作流量减幅仅下降了 $-0.0154 \text{ m}^3/\text{s}$, 说明单泵流量的变化远小于于泵站总流量的变化, 这与式 (11) 和 (13) 的分析结论一致, 进一步表明加压泵站设计中不宜并联过多的离心泵。

如果不考虑水泵并联工作后对单泵工作流量的影响, 认为泵站总流量是各并联工作泵额定流量之和, 可以得出, 该滴灌系统加压泵站在最不利工况下需要 3.4 台 200-S42 型离心泵并联工作, 即 3 台泵按额定流量工作, 1 台泵调速后工作, 或另选 1 台小泵并联工作。然而, 表 1 显示实际只需要 3 台该型号的离心泵就能满足最不利工况需要。此时泵站总流量 $0.2692 \text{ m}^3/\text{s}$, 扬程 39.147 m, 略大于设计总流量 ($0.265 \text{ m}^3/\text{s}$) 和扬程 (38 m), 单泵工作流量为 $0.0897 \text{ m}^3/\text{s}$ 。根据文献[4]可知, 离心泵高效工作段一般在其额定流量的 85%~115% 范围内, 对于 200-S42 型离心泵, 其高效工作段为 $0.0661 \sim 0.0895 \text{ m}^3/\text{s}$ 范围, 说明此时单泵在高效段工作, 符合设计要求, 而且调节余地较大。

根据式 (14), 不考虑水泵 $H_i \sim Q_i$ 特性曲线折引问题, 则式中 $D=C=2740.38835$; 根据泵站设计总流量

$Q=0.265 \text{ m}^3/\text{s}$, 计算得到 $N=2.876\approx 3$, 说明 3 台 200-S42 型离心泵并联工作完全满足泵站最不利工况流量, 与表 1 计算结果一致, 证明式 (14) 在泵站设计中的有效性。

4 讨 论

泵站设计中, 水泵并联工作的目的之一是增加泵站总流量, 但是, 泵站总流量却随着水泵并联数量的增多而增幅衰减, 这一现象早已为人们所熟知^[5-6]。前人通过图解法或数值解法证明了泵站总流量的增幅与水泵并联数量之间的负相关关系, 对选择水泵并联数量给予了很大的启示。本文以离心泵 $H_i\sim Q_i$ 特性曲线方程和泵站装置的系统特性曲线方程为基础建立的分析模型式 (11) 和 (13) 表明, 泵站总流量增幅随离心泵并联数量而衰减, 衰减过程是非线性的, 是关于 N^2 的函数; 单泵工作流量随离心泵并联数量而减小, 而且减幅降低。模型还反映出, 随着水泵并联数量的增多, 泵站总流量增幅的衰减速度大于单泵工作流量减幅的降低速度。

前人利用图解法和数值解法对泵站工况流量的分析得出, 泵站总流量增幅以及单泵工作流量减幅之所以随水泵并联数量而减小, 主要是由于泵站管网水头损失曲线在起作用, 管网流量越大, 则水头损失也越大, 水泵能耗增加, 单泵流量减小^[6]。本文根据模型式 (11) 和 (13) 分析得到的结论与前人的分析结果一致。但是, 本文分析还得出, 无论水泵流量如何变化, 单泵工作流量减幅随水泵并联数量的变化规律不受影响; 但是, 泵站总流量却受到影响, 水泵流量越大, 泵站总流量增幅的衰减速度也越大。

滴灌加压泵站设计中, 为了工作安全考虑, 选择的单泵额定工况都要略大于设计工况, 但是在确定水泵并联数量时, 一般认为泵站总流量等于单泵额定流量之和。本文建立的模型式 (14) 考虑了水泵不在额定工况下工作的情况, 经实例验算证明, 该模型在滴灌加压泵站设计中可用以选择并联离心泵数量。

本文为简化起见, 考虑的是同型号离心泵的并联工作问题, 对于不同型号离心泵并联工作的情况, 其关系模型会有所不同, 但基本变化规律应与本文的分析结论类似。

5 结 论

1) 本文所建立的滴灌加压泵站总流量以及单泵工作流量随离心泵并联数量的变化关系模型从理论上揭示了这两种流量的变化趋势: 随着并联离心泵数量的增多, 泵站总流量增大, 但是增幅逐步减小; 单泵工作流量减小, 但是减幅逐步降低。

2) 随着并联离心泵数量的增多, 泵站总流量增幅的衰减速度大于单泵工作流量减幅的下降速度。

3) 本文所建立的泵站总流量与并联离心泵数量之间的关系模型可用于滴灌加压泵站设计中并联水泵数量的确定。

[参 考 文 献]

- [1] 魏闯, 李明思, 雷成霞. 新疆管道输水灌溉技术的应用条件及面对的问题[J]. 节水灌溉, 2010(5): 71—74.
Wei Chuang, Li Mingsi, Lei Chengxi. The application conditions and confronted problems of the pipeline conveyance water irrigation technology in Xinjiang[J]. Water Saving Irrigation, 2010(5): 71—74. (in Chinese with English abstract)
- [2] 林中卉, 丘传忻. 喷灌系统加压泵的优化选型[J]. 农业工程学报, 1996, 12(4): 118—122.
Lin Zhonghui, Qiu Chuanxin. Optimization and selection of pressure-increasing pump for sprinkle irrigation system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1996, 12(4): 118—122. (in Chinese with English abstract)
- [3] Moradi-Jalal M, Marino M A, Afshar A. Optimal design and operation of irrigation pumping station[J]. Journal of Irrigation and Drainage Engineering, ASCE, 2003, 129(3): 149—154.
- [4] Menon E S, Menon P S. Working guide to pumps and pumping stations calculation and simulations[M]. Gulf Professional Publishing, Elsevier, 2010.
- [5] 靳光亚, 姜家宗, 杨先亮, 等. 离心泵并联特性试验分析[J]. 农机化研究, 2010(2): 203—206.
Jin Guangya, Jiang Jiqzong, Yang Xianliang, et al. Experiment analysis of centrifugal pumps in parallel operation[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2010(2): 203—206. (in Chinese with English abstract)
- [6] 符永正, 吴克启, 蔡亚桥. 水泵并联变台数运行的有关问题分析[J]. 水泵技术, 2005(3): 41—43.
Fu Yongzheng, Wu Keqi, Cai Yaqiao. Analysis of some aspects about multiple pumps operation in parallel[J]. Pump Technology, 2005(3): 41—43. (in Chinese with English abstract)
- [7] 张言禾, 王涛, 刘菡, 等. 离心泵并联运行工况点的数值求解[J]. 西北水电, 2006(2): 43—44, 67.
Zhang Yanhe, Wang Tao, Liu Han, et al. Using numerical method to calculate operating points of centrifugal pumps in parallel[J]. Northwest Hydropower, 2006(2): 43—44, 67. (in Chinese with English abstract)
- [8] Al-Rababa Kh S. The operational features of pumping stations equipped with parallel connected centrifugal pumps for land reclamation[J]. American Journal of Applied Sciences, 2005, 2(1): 423—425.
- [9] 林一清, 黄广礼, 冯玉琴. 泵站多台机组并联运行工况的确定[J]. 华东水利学院学报, 1984(4): 102—113.
Lin Yiqing, Huang Guangli, Feng Yuqin. Determination of cooperation condition of multiunit in pumping stations[J]. Journal of East China Technical University of Water Resources, 1984(4): 102—113. (in Chinese with English abstract)
- [10] 曹忠辉. 同型号离心泵并联运行性能测试探讨[J]. 排灌机械, 2001, 19(2): 37—38.
Cao Zhonghui. The performance testing of the same model centrifugal pump in parallel operation[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2001, 19(2): 37—38. (in Chinese with English abstract)

English abstract)

- [11] Liu Jingzhi, Liu Meiqing. Pumps and pumping stations[M]. Wuhan: Wuhan Hydraulic Power University Press, 2000.
- [12] 谈明高, 刘厚林, 袁寿其. 离心泵能量性能预测的对比[J]. 农业工程学报, 2008, 24(11): 95—98.
Tan Minggao, Liu Houlin, Yuan Shouqi. Comparative research on energy performance prediction of centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008, 24(11): 95—98. (in Chinese with English abstract)
- [13] Gonzalez J, Fernande J, Blanco E, et al. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 348—355.
- [14] 张德胜, 施卫东, 陈斌, 等. 低比转速离心泵内部流畅分析及试验[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 108—113.
Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Turbulence analysis and experiments of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2010, 26(11): 108—113. (in Chinese with English abstract)
- [15] Volk M. Pump characteristics and applications (second edition)[M]. CRC Press, Taylor and Francis Group, 2005.
- [16] Linsley R K, Franzini J B, Freyberg D L, et al. Water-resources engineering (fourth edition)[M]. Irwin McGraw-Hill, 1992.

Analysis model of total flow rate of centrifugal pumps in parallel operation for pressure pumping station of drip irrigation system

Li Mingsi, Lan Mingju, Lu Tingbo

(College of Water Conservancy and Architecture Engineering, Shihezi University, Shihezi 832003, China)

Abstract: To determine the number of centrifugal pumps in parallel operation in the design of pressure pumping station for drip irrigation system, the models were developed on the principle of solving the duty point of pumps system operated in parallel to analyze the total flow rate of pumps system varied with the number of centrifugal pumps in parallel operation. It was obtained by the model analysis that the working flow rate of single centrifugal pump decreased with the number of parallel pumps, and the range of diminution decreased also; The total discharge of pumps system increased with the number of parallel pumps, but the range of increment decreased, which decay rate was large than that of single centrifugal pump flow capacity. An example was employed to verify the availability of the models for application. The results can provide a reference for design of pumping station for drip irrigation area.

Key words: drip irrigation, pumping station, centrifugal pump, flow rate, pumps in parallel operation, model