

具有前置诱导轮的低比转速复合叶轮的数值模拟

万 忠¹, 崔宝玲¹, 林慧超², 陈通励²

(1. 浙江理工大学流体传输及应用实验室, 杭州 310018; 2. 浙江天德泵业有限公司, 浙江 苍南 325800)

摘 要: 选用 Navier-Stokes 方程和 Spalart-Allmaras 湍流模型分析诱导轮对复合叶轮内部流动的影响, 采用 Numeca 软件对具有前置诱导轮及无诱导轮两种工况下的低比转速复合叶轮进行了数值模拟研究。对比分析结果表明: 与无诱导轮的叶轮相比, 前置诱导轮复合叶轮叶片进口前端和叶片流道间回流区域减小, 叶片进口处压力增加, 叶轮内部液体流动更加均匀并提高了叶轮的抗汽蚀性能, 有效改善了叶轮的水力性能。

关键词: 低比转速; 诱导轮; 复合叶轮; 数值模拟; 回流区域; 压升

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A

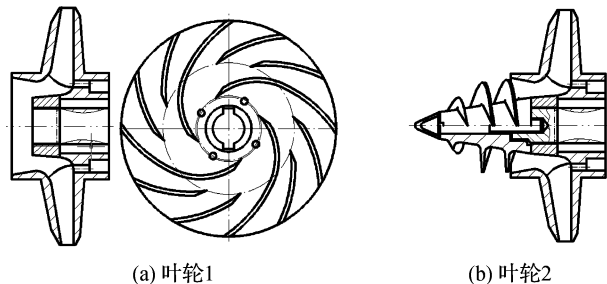
0 前 言

近年来离心泵向高速和大功率方向快速发展, 这对离心泵的汽蚀性能和工作稳定性提出了更高的要求。低比转速 ($n_s \leq 80$) 高速离心泵具有流量小、扬程高的特点, 但因叶轮的叶片间流道狭长, 容易发生汽蚀。汽蚀一旦发生, 气泡将充满整个叶间流道, 导致噪声、振动、腐蚀破坏以及泵性能的下降。实验证明, 在叶轮的进口前端安装诱导轮能提高低比转速离心泵的汽蚀性能, 从而使离心泵的工作更加稳定和高效^[1]。

随着计算机技术的迅猛发展, CFD 技术已经成功应用于旋转机械的设计当中^[2-8], 用以展示其内速度场、压力场和水力损失。为深入了解诱导轮对叶轮内部流场的影响, 进一步提升离心泵的水力性能, 本文应用 Numeca 软件, 采用 N-S 方程和 S-A 湍流模型对单独的复合叶轮和带前置诱导轮的复合叶轮内部的三维流动进行了数值计算, 得到了两种形式下叶轮流道内流体的速度和压力分布, 分析了诱导轮对叶轮内流动情况的影响。

1 复合叶轮几何模型

本次数值模拟的对象为低比转高速离心泵, 其流量 $q_v = 20 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H = 310 \text{ m}$, 转速 $n = 8\,500 \text{ r/min}$, 比转速 $n_s = 31.3$ 。采用了等螺距诱导轮和 4 长 8 短的复合叶轮, 其中叶轮进口宽度 $b_1 = 18 \text{ mm}$, 叶轮出口宽度 $b_2 = 8 \text{ mm}$, 叶轮进口角 $\beta_1 = 20^\circ$, 叶轮出口角 $\beta_2 = 36^\circ$, 叶轮进口直径 $D_1 = 70 \text{ mm}$, 叶轮出口直径 $D_2 = 164 \text{ mm}$, 叶轮长叶片起始直径 $D_{h1} = 50 \text{ mm}$ 和短叶片起始直径 $D_{h2} = 100 \text{ mm}$, 叶片数 $z = 12$; 诱导轮轮毂进口直径 $D_{h1} = 14 \text{ mm}$, 出口轮毂直径 $D_{h2} = 34 \text{ mm}$, 轮毂轴向长度 $L_0 = 53 \text{ mm}$, 叶尖直径 $D_t = 64.5 \text{ mm}$, 叶片轴向长度 $L = 45.44 \text{ mm}$, 导程 $S = 32 \text{ mm}$, 叶片包角 $\theta_1 = 391.15^\circ$, 前缘包角 $\theta_2 = 120^\circ$, 叶片数 $z = 2$ 。图 1(a) 为复



(a) 叶轮1

(b) 叶轮2

图 1 叶轮结构示意图

收稿日期: 2010-05-20

基金项目: 国家自然科学基金(20706049, 50976105); 浙江省重大科技攻关计划(2008C11056)

作者简介: 万 忠(1986—), 男, 浙江温州人, 硕士研究生, 主要从事低比转速复合叶轮离心泵的优化设计研究。

通讯作者: 崔宝玲, 电子邮箱: bicui@zstu.edu.cn

合叶轮 1(以下简称为叶轮 1)的结构示意图,图 1(b)为安装有前置诱导轮的复合叶轮 2(以下简称为叶轮 2)。

2 复合叶轮数学模型

2.1 控制方程和湍流模型

本文应用 NUMECA 软件,控制方程采用三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程,湍流模型选用 Spalart-Amaras 方程湍流模型。采用时间推进法计算流场中的各流动参数,离散格式采用中心差分格式。为了提高计算效率,采用多重网格法、当地时间步长和残差光顺等加速收敛措施。

2.2 边界条件

计算区域各类边界条件给定如下:a)进口边界上质量流速度为均匀连续;b)出口边界上假定出口静压力;c)固壁边界为绝热条件,诱导轮与叶轮为转动边界;d)在临近固壁的区域采用了壁面函数,叶片表面、前后盖板等固壁均为无滑移、绝热壁面边界条件;e)诱导轮与叶轮均采用整周计算。

2.3 计算网格

网格全部为六面体结构化网格,为了最大程度保证计算精度,准确捕捉关键部位的流场分布和变化,在诸如叶轮出口固壁附近等位置对网格进行加密。图 2(a)和图 2(b)分别为叶轮 1 和叶轮 2 的整个网格图,图 2(c)为诱导轮的网格图,图 2(d)为叶轮单个周期的网格。其中,叶轮 1 增加了与诱导轮等长的前端流道;叶轮其它周期网格与图 2(d)完全一致,且叶轮 1 与叶轮 2 中的叶轮网格为同一个。叶轮 1 网格结点数约 178 万,叶轮 2 的网格结点数约 235 万。

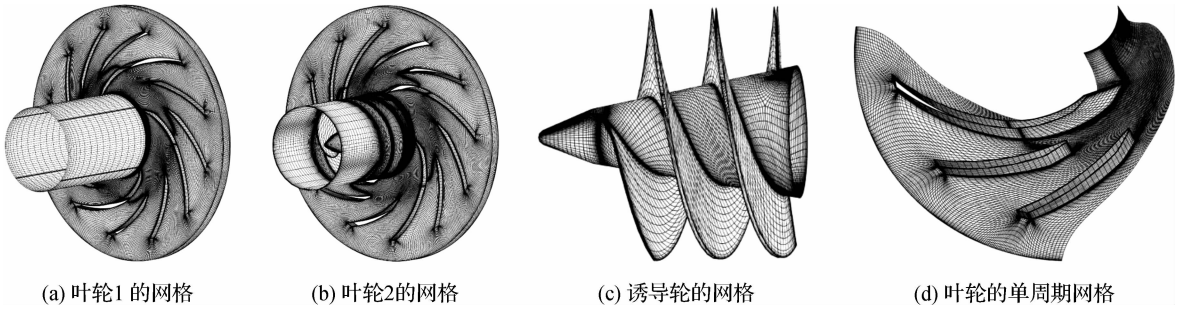


图 2 离心泵叶轮网格图

3 复合叶轮数值模拟结果和分析

以水为介质,流量为 20 m³/h,出口静压给定 3.4 MPa,转速为 $n=8\,500\text{ r/min}$ 。对叶轮 1 和叶轮 2 的内部流动进行了数值计算与分析,获得了相对速度和静压的分布。

3.1 叶轮 1 与叶轮 2 内部流场的对比分析

3.1.1 相对速度分析

叶轮 1 和叶轮 2 中间流面上的流线图见图 3(a)、图 3(b),为能清晰展示叶轮内流体流动情况,两叶轮取相同位置的两长叶片之间的流道进行分析,图 3(c)为叶片间流道示意图。由图可知在流道 I 内,叶轮 1 与叶轮 2 流体流动良好,未出现任何回流现象。在流道 II 内,叶轮 1 大部分的流体在流道内部及叶片出口附近

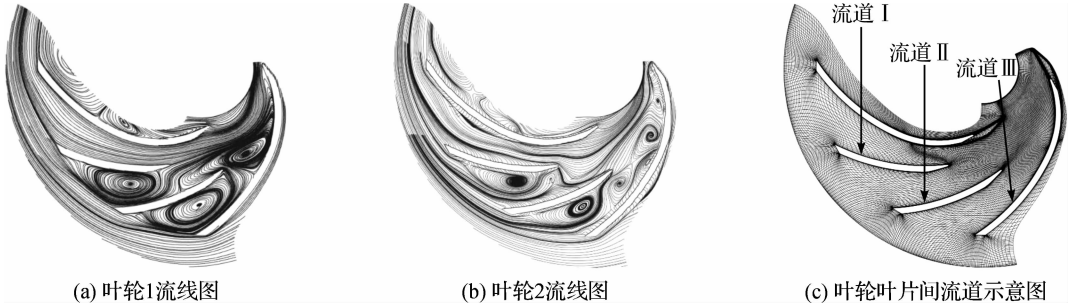


图 3 叶轮流线

几乎作圆周运动,形成大范围的回流区域,只有靠近吸力面的小部分流体沿出口边切向甩出;叶轮 2 回流区域大大减少,靠近吸力面将近 1/2 的流道区域内的流体流动良好。在流道Ⅲ内,叶轮 1 在长叶片进口与短叶片进口之间的流道内的流体都在作圆周运动,完全堵塞了流道的前半部分,只有小部分流体经由流道Ⅱ从短叶片进口附近流入流道,流道后半部分中的流动情况与流道Ⅱ相似;叶轮 2 存在 3 个回流区域,但较叶轮 1 的要小得多,且并未完全堵塞流道的前半部分,仍有流体经其流动到后半部分流道内,在后半部分内,回流区域变为两个,但区域大小减小,更多流体顺利由该流道流出。可见诱导轮在一定程度上提高了叶轮的过流质量,减少了二次流对泵的性能的影响。

图 4 为叶轮各流道的中心线从进口到出口相对速度分布图。由图可知在叶轮流道Ⅰ与流道Ⅱ的进口处 ($R=0.026\text{ m}$),叶轮 2 内流体的相对速度比叶轮 1 内的小了近 3 m/s ,流道Ⅲ处将近 10 m/s ,叶轮 2 进口处流体的相对速度明显要小于叶轮 1。流道Ⅰ内,叶轮 2 内流体的相对速度在 $R=0.03\text{ m}$ 之前急剧下降约 8 m/s ,随后速度趋于平缓,基本保持在 6 m/s 左右直到接近叶轮出口 $R=0.082\text{ m}$,叶轮 1 内流体的相对速度始终在下降之中,可见叶轮 1 与 2 虽都不存在回流,但叶轮 2 内的流动更加平缓稳定。在流道Ⅱ和流道Ⅲ内,由于各流道的中心线经过数个回流区域,由图 4(b)与图 4(c)可见,叶轮 2 内流体的相对速度出现了数个波峰与波谷。叶轮 1 与叶轮 2 内流体在叶轮出口附近的大小与趋势都非常接近。综上所述,诱导轮对叶轮进口的相对速度改善明显,尤其是对流动情况并不良好的流道Ⅲ,效果更为显著,根据汽蚀余量公式 $NPSH = v_0^2/2g + \lambda\omega_0^2/2g$ 可知,泵的抗汽蚀性可得到提高。

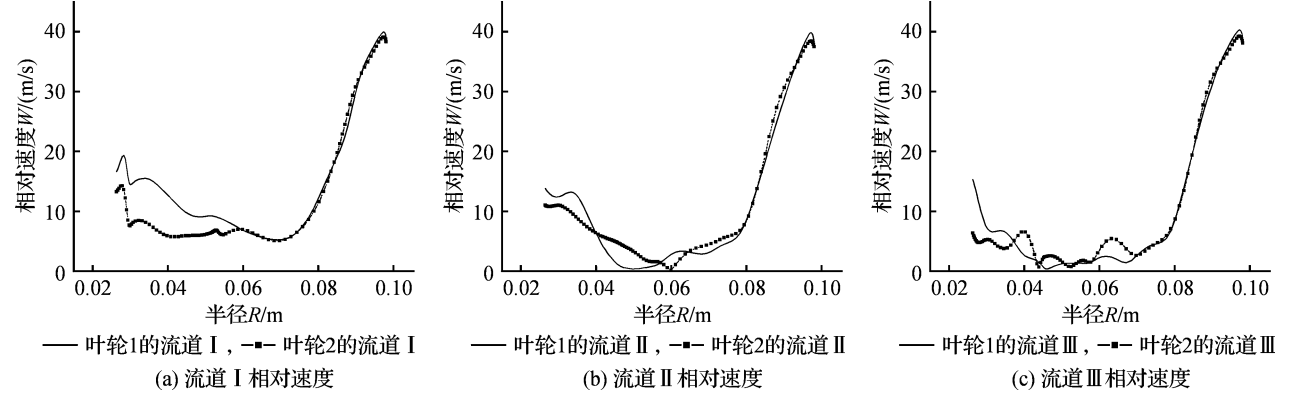


图 4 叶轮内流体相对速度分布图

3.1.2 静压分析

叶轮中间流面上各流道的静压力见图 5(流道位置与图 3 相同),静压力采用无量纲系数——静压力系数 C_p 表示, $C_p = 2(p - p_0)/(\rho u^2)$, 其中 p 为离心泵中的静压力(Pa), p_0 为离心泵进口静压力(Pa), ρ 为流体的密度(kg/m^3), u 为叶轮叶尖圆周速度(m/s)。由图 5 可知,叶轮 1 与叶轮 2 内压力值都沿着叶轮进口到叶轮出口方向逐渐增大,呈现出相同的变化趋势,且叶轮 2 的静压升要比叶轮 1 的大得多,这是因为诱导轮对叶轮有加压作用。在叶轮 1 与叶轮 2 的流道Ⅰ内,叶片进口位置($R=0.026\text{m}$)靠后的区域内,明显有压力

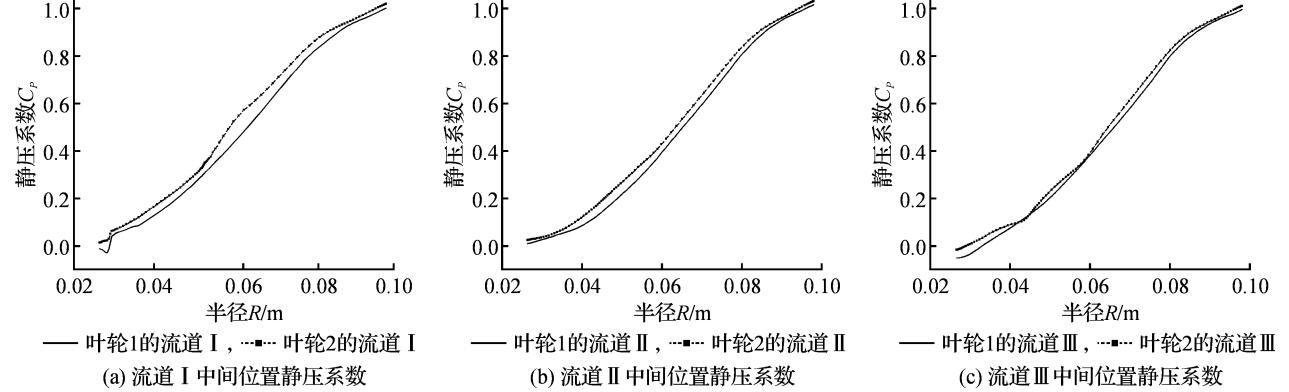


图 5 叶轮中间流面各流道静压图

的跳动变化,叶轮 1 叶片进口处有部分区域的 C_p 值出现负值,说明此处静压要小于其进口压力;叶轮 2 叶片进口处未出现静压值小于进口的区域,且不存在明显的静压系数值的波谷,进口压力梯度的变化相对稳定。在流道Ⅱ内,叶轮 1 与叶轮 2 的静压系数均为正值,在进口与出口处静压系数值相差较小。在流道Ⅲ内,叶轮 1 与叶轮 2 的静压系数值在叶轮进口处均出现了负值,可见在长叶片的吸力面处存在着明显的低压区域,此处也是叶轮易发生汽蚀的部位;叶轮 2 进口处的静压系数虽也存在负值,但与叶轮 1 处相比,其值增加了 0.034,即静压升约为 1 个大气压,可见诱导轮不仅可以提高离心泵的扬程,还可以有效控制叶轮的低压区域的产生,从而改善叶轮抗汽蚀性能。

3.2 叶轮 1 与叶轮 2 的前端流道的分析

3.2.1 相对速度分析

图 6 为叶轮 1 和叶轮 2 进口段流面上的相对速度图。图 6(a)中,为清晰表示内部流动情况,对速度小于 6 m/s 的区域用矢量表示,对速度大于 6 m/s 的区域采用流线表示。由图 6(a)可知,正对叶轮螺母的流道内,流体相对速度经由从小到大,在对叶轮螺母产生冲击的过程中,相对速度逐渐减小,并在叶轮离心力的作用下向叶片进口运动;流面上相对速度最大值为 28 m/s,存在于叶片进口靠近壁面的地方;叶片进口存在回流,区域狭长且靠近壁面,大部分的流体是通过靠近叶轮轮毂的流道进入叶轮内部。

如图 6(b)所示,在诱导轮叶片进口存在回流,回流区域占据将近 1/2 的流道,流体通过靠近轮毂的流道进入诱导轮;在诱导轮叶片出口处(即叶轮叶片进口)同样存在回流,但与图 6(a)相比,其区域被大大压缩,不再呈现狭长的趋势;流体也是通过靠近轮毂的流道进入叶轮内部。

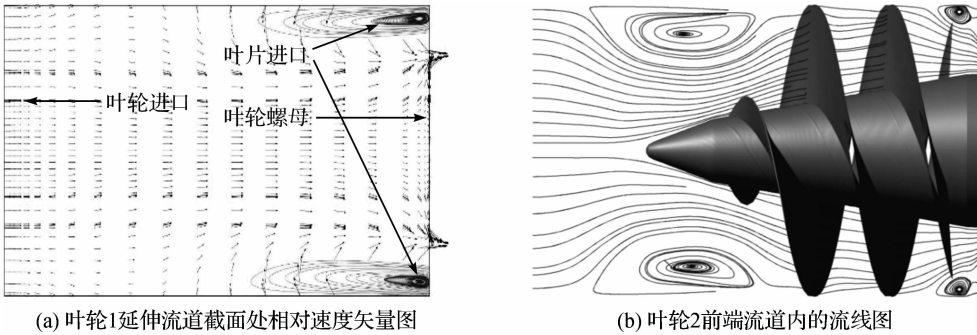


图 6 进口段流面相对速度分布图

3.2.2 静压分析

叶轮前端流道内静压系数变化见图 7。由图 7(a)可知,从叶轮进口到叶片进口,前端流道静压呈现减小趋势,根据数值模拟结果可知,从叶轮进口到叶片进口的静压降达 1×10^4 Pa,这对叶轮内部流体流动非常不利;且同半径上的静压值基本保持不变,在叶片进口截面位置上,靠近壁面与叶轮螺母的区域,静压力相对较小,而静压力最大值出现在两者之间略偏向靠近壁面的位置。由图 7(b)可知,叶轮 2 进口静压值增大了约 1×10^6 Pa,即诱导轮提升了复合叶轮的扬程系数,且诱导轮产生的扬程可以增加离心叶轮叶片进口的能量,从而起到改善汽蚀性能的作用。

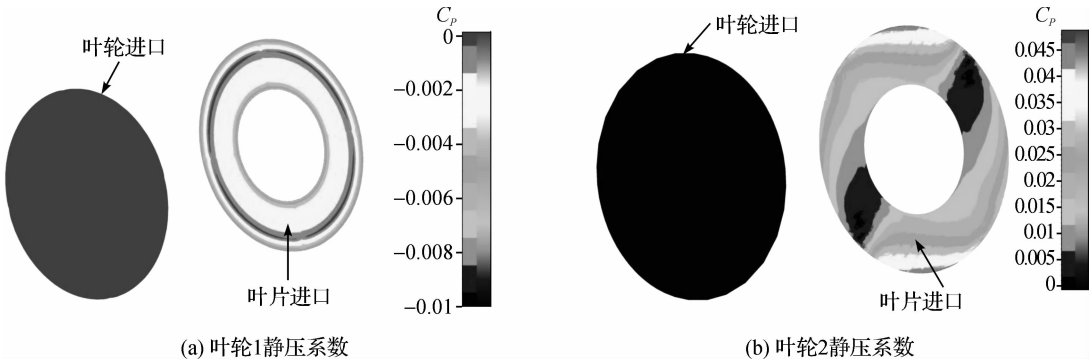


图 7 叶轮前端流道静压系数图

4 结 论

通过对无诱导轮的复合叶轮 1 和带前置诱导轮的叶轮 2 进行数值模拟,研究诱导轮对叶轮内部流场的影响。

a)与叶轮 1 相比,叶轮 2 能有效地控制叶进片口与流道内的回流区域,增加有效流动区域的大小,使叶轮内部流动更加均匀,从而提升叶轮的工作效率;

b)前置诱导轮可有效降低复合叶轮的叶片进口的相对速度,提升进口压力,从而增加叶片进口能量,提高复合叶轮的抗汽蚀性能;

c)计算结果反映了叶轮内的流动状况,揭示了诱导轮对流场的影响,对低比转速叶轮设计具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [2] Visser F C, Brouwers J J H, Jonker J B. Fluid ow in a rotating low-specic-speed centrifugal impeller passage[J]. Fluid Dynamics Research, 1999(24): 275-292.
- [3] Gonzalez J, Blanco E, Santolaria C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124: 348-355.
- [4] Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Liu Houlin. Three-dimensional coupled impeller-volute simulation of flow in a centrifugal pump and performance prediction[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(1): 59-62.
- [5] 何有世, 袁寿其, 郭晓梅, 等. 带分流叶片的离心泵叶轮内三维不可压湍流场的数值模拟[J]. 机械工程学报, 2004, 40(11): 153-157.
- [6] 崔宝玲, 朱祖超, 林勇刚, 等. 长短叶片半开式离心叶轮内部流动的数值模拟[J]. 浙江大学学报, 2007, 41(5): 809-913.
- [7] 杨敏官, 顾海飞, 刘 栋, 等. 离心泵叶轮内部湍流流动的数值计算及试验[J]. 机械工程学报, 2006, 42(12): 180-185.
- [8] 徐 洁, 谷传纲. 长短叶片离心泵叶轮内部流动的数值计算[J]. 化工学报, 2004, 55(4): 542-544.

The Numerical Simulation of Low-Specific-Speed Complex-Impeller with Inducer

WAN Zhong¹, CUI Bao-ling¹, LIN Hui-chao², CHEN Tong-li²

(1. The Laboratory of Fluid Transmission and Application, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2. Zhejiang Tiande Pump Co. Ltd, Cangnan 325800, China)

Abstract: In order to analyse the infulence of inducer on the flow in the complex impeller, the inner flow field in low-specific-speed complex impeller with and no-inducer are simulated respectively. Using the Spalar-Allmaras turbulence model and the Reynolds-Averaged Navier-Storkes equations, the three-dimensional turbulent flow fields are analyzed numerically by the Numeca Software. The results show that there is long and narrow back flow region near the inlet of blade and the performance is affected by the existence of the back flow in the channel between the blades in the complex impeller without inducer. While in the complex impeller with inducer, the inducer can effectively reduce the size of the back flow near the inlet of blade, the head generated by inducer can increase the inlet energy of blade, thus the cavitation performance of complex impeller can be improved and the back flow is decreased in the channel between the blades of complex impeller, the inner flow is more uniform.

Key words: low-specific speed; inducer; complex impeller; numerical simulation; back flow region; pressure rise

(责任编辑: 杨元兆)