

内啮合转子压缩机齿间啮合效率研究

冯诗愚¹, 高秀峰¹, 刘卫华², 李云¹, 顾兆林³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 南京航空航天大学航空宇航学院, 210016, 南京;
3. 西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 710049, 西安)

摘要: 首先分析了内啮合转子压缩机内外转子的运动特点, 给出了齿间绝对速度和相对速度的计算公式, 然后借鉴普通摆线齿轮的分析方法, 详细研究了转子间啮合效率的计算方法, 得到了啮合效率的计算公式. 研究表明, 内啮合压缩机转子和普通摆线齿轮不同, 其啮合效率不仅和型线的结构参数有关, 还和齿间接触力有直接关系. 因此, 只有得到齿间的受力分布后, 才能获得齿间的啮合效率. 研究结果对此类压缩机的动力学设计具有一定的参考价值.

关键词: 压缩机; 转子; 啮合; 接触力; 摩擦效率

中图分类号: TH45 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)09-1040-04

Investigation to Meshing Efficiency of Internal-Meshing Rotary Compressor

Feng Shiyu¹, Gao Xiufeng¹, Liu Weihua², Li Yun¹, Gu Zhaolin³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 3. School of Human Settlement and Civil Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The kinetic characteristics were analyzed and the calculating equations of absolute and relative velocities were derived for internal-meshing rotary compressors. Moreover, based on the analyzing method of inter-meshing cycloid gears, the friction efficiency was applied to obtain the calculating method of the meshing efficiency. The result shows that the meshing efficiency is related to not only the structural parameters of the rotor profiles, but also the contact forces between meshing points, which is quite different from that of the inter-meshing cycloid gear. It appears that the meshing efficiency can not be obtained until the force distributions are determined.

Keywords: compressor; rotor; meshing; contact force; meshing efficiency

内啮合转子机构在油泵^[1-2]和类摆线行星齿轮^[3]中已经有大量应用背景, 但其在压缩机中应用的相关报道还很少^[4-6]. 内啮合转子压缩机工作时, 内外转子在某些点相互接触, 形成所谓的“啮合点”, 通过这些啮合点的分割作用, 转子间形成若干个工作腔, 如图1所示. 一个啮合点是由内外转子上的两个点重合而成的, 啮合点上不仅有接触力, 因内外转子速比不为1, 啮合点之间还存在速度差, 会产生摩擦, 从而导致啮合时存在效率问题. 在类摆线行星齿轮中, 该啮合效率是影响机构总体效率的一个重要因素. 研究表明, 该啮合效率只和齿轮

本身的结构参数有关, 而同所传递的力矩无关^[7-8]. 但是, 此研究结果无法直接应用于内啮合转子压缩机中, 这主要是由以下几方面原因造成的: ①齿轮只传递力矩, 不会形成工作腔对流体的作用, 而压缩机转子间不仅传递力矩, 同时还有气体力存在^[5], 因此齿间受力完全不同; ②摆线行星齿轮的针轮和摆线轮之间是一种滚动的啮合关系^[3], 因此啮合点之间的运动关系也和压缩机截然不同. 内啮合摆线油泵和压缩机十分类似, 但由于相对于压缩机而言, 油泵是一种比较“粗糙”的机械, 其效率大多很低, 故此啮合效率导致的功率损失在所有的损失中占的比重很

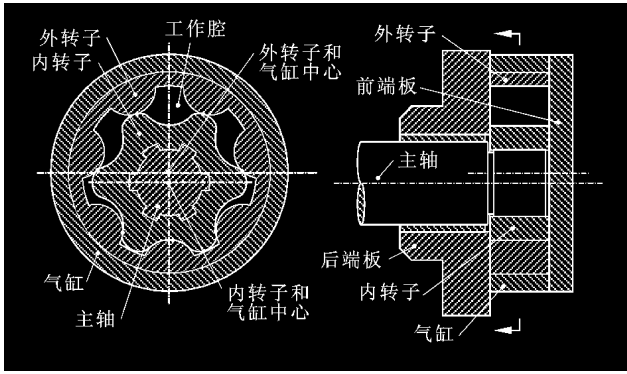


图1 内啮合转子压缩机基本结构

小.同时,油泵转子之间的间隙较大,工作腔内充满油,易于形成稳定的油膜润滑,摩擦系数很低,从而进一步缩小了啮合效率在所有损失中所占的份额,从目前的研究情况看,几乎没有文献涉及油泵啮合效率的分析和计算.

有鉴于此,本文以短幅外摆线的等距线为内转子型线,多段圆弧为外转子型线,分析内外转子啮合点间的运动关系,得到啮合点之间的相对速度,然后结合文献[5]中所推导的啮合点接触力关系,分析啮合点之间的功率损失,从而得到内啮合转子压缩机的啮合效率.

1 啮合点处的齿面速度

内啮合转子机构在啮合点上的内外转子法向速度必须相等,因为内外转子在啮合点总是刚好接触,而不会脱离或者嵌入,这是由啮合的基本原理决定的,但是它们的切向速度并不会完全相等,在很多时候彼此之间存在速度差,即在啮合点上存在相对切向速度,这和普通的齿轮机构完全类似^[3],这个速度差的存在会导致滑动摩擦,从而产生功率损失,也影响磨损率.

如图2所示,内外转子各自沿其轴心转动,转动的角速度分别是 ω_i 和 ω_o ,该角速度和内外转子的齿数 Z_1 和 Z_2 成反比关系^[4].因啮合点就是内外转子坐标重合的点,一个啮合点是由内外转子上的两个点重合而成的,这样第 j 个啮合点 M_j 的速度也分为内转子的速度和外转子的速度.内外转子对应的啮合点速度为

$$U_{i,j} = \omega_i |M_j O_i| \quad (1)$$

$$U_{o,j} = \omega_o |M_j O_o| \quad (2)$$

式中

$$|M_j O_i| = (x_{M_j}^2 + y_{M_j}^2)^{1/2} \quad (3)$$

$$|M_j O_o| = [(x_{M_j} - e)^2 + y_{M_j}^2]^{1/2} \quad (4)$$

直线 $M_j O_i$ 和 x 轴的夹角为

$$\beta_{i,j} = \arctan(y_{M_j}/x_{M_j}) \quad (5)$$

直线 $M_j O_o$ 和 x 轴的夹角为

$$\beta_{o,j} = \arctan[y_{M_j}/(x_{M_j} - e)] \quad (6)$$

过啮合点 M_j 的法线 σ_j 和 x 轴的夹角为

$$\beta_{\sigma,j} = \arctan[(y_{M_j} - y_P)/(x_{M_j} - x_P)] \quad (7)$$

式中: x_P, y_P 是瞬心 P 的坐标; x_{M_j}, y_{M_j} 是啮合点的坐标^[4].

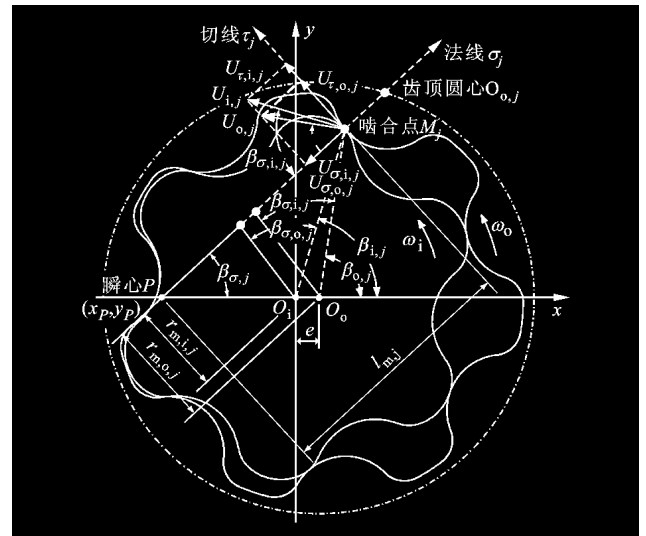


图2 齿面速度计算示意图

内转子速度方向和法线的夹角为

$$\beta_{\sigma,i,j} = \beta_{i,j} + \pi/2 - \beta_{\sigma,j} \quad (8)$$

外转子速度方向和法线的夹角为

$$\beta_{\sigma,o,j} = \beta_{o,j} + \pi/2 - \beta_{\sigma,j} \quad (9)$$

将速度分别分解到法线和切线上,内转子啮合点法向速度为

$$U_{\sigma,i,j} = U_{i,j} \cos \beta_{\sigma,i,j} \quad (10)$$

外转子啮合点法向速度为

$$U_{\sigma,o,j} = U_{o,j} \cos \beta_{\sigma,o,j} \quad (11)$$

内转子啮合点切向速度为

$$U_{\tau,i,j} = U_{i,j} \sin \beta_{\sigma,i,j} \quad (12)$$

外转子啮合点切向速度为

$$U_{\tau,o,j} = U_{o,j} \sin \beta_{\sigma,o,j} \quad (13)$$

图3是计算得到的内外转子啮合点切向速度随外转子转角的变化关系,从图中可见,随着外转子的转动,切向速度逐渐减小,达到某个时刻后再逐渐增加,同时内外转子啮合点的切向速度不同,即存在速度差.

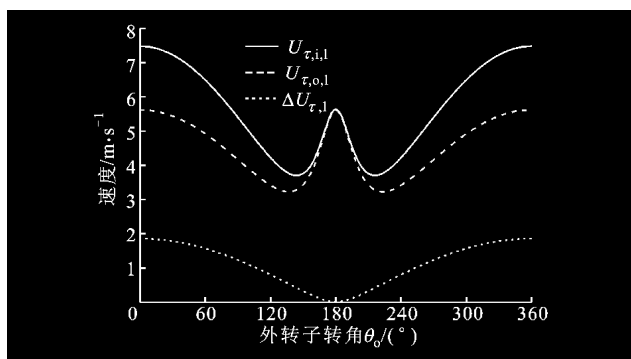


图3 啮合点齿间速度示意图

2 齿面相对速度及滑移率

上节已经提及,内外转子的切向速度并非相等,内外转子啮合点切向相对速度可表示为

$$\Delta U_{\tau,j} = U_{\tau,i,j} - U_{\tau,o,j} \quad (14)$$

上式可直接用式(12)、(13)计算,不过参考图2,可知啮合点的法线总是通过瞬心 P ^[4],故该相对速度也可以表示为

$$\begin{aligned} \Delta U_{\tau,j} &= U_{\tau,i,j} - U_{\tau,o,j} = U_{i,j} \sin \beta_{\sigma,i,j} - \\ &U_{o,j} \sin \beta_{\sigma,o,j} = |O_i M_j| \omega_i \sin \beta_{\sigma,i,j} - \\ &|O_o M_j| \omega_o \sin \beta_{\sigma,o,j} = |N_{i,j} M_j| \omega_i - \\ &|N_{o,j} M_j| \omega_o = (|PM_j| - |PN_{i,j}|) \omega_i - \\ &(|PM_j| - |PN_{o,j}|) \omega_o = |PM_j| (\omega_i - \omega_o) - \\ &(|PN_{i,j}| \omega_i - |PN_{o,j}| \omega_o) \end{aligned} \quad (15)$$

根据三心定理^[3],因为

$$\frac{|PO_o|}{|PO_i|} = \frac{|PN_{o,j}|}{|PN_{i,j}|} = \frac{\omega_i}{\omega_o}$$

所以

$$|PN_{i,j}| \omega_i = |PN_{o,j}| \omega_o \quad (16)$$

这样

$$\Delta U_{\tau,j} = \overline{PM_j} (\omega_i - \omega_o) \quad (17)$$

由于转子转速一般恒定,因此齿面的相对速度只和瞬心到啮合点的距离有关.以第一个啮合点为例,参考图4,当外转子转角 $\theta_0=0$ 时,啮合点所在的位置即图中的 $M_{1,\max}$,此时瞬心 P 至啮合点的距离最远,故此齿面之间的相对速度为最大,即

$$\Delta U_{\tau,\max} = (R - a + eZ_2) \omega_o / Z_1 \quad (18)$$

当 $\theta_0=\pi$ 时,显然齿面之间的相对速度最小,即

$$\Delta U_{\tau,\min} = (R - a - eZ_2) \omega_o / Z_1 \quad (19)$$

在内齿轮研究中,经常用滑移率来描述齿面之间相对运动的程度,故在本文的内啮合转子机构中也参照这一概念.滑移率就是在啮合点 M_j 处,内外转子相对切向速度与该啮合点切向速度的比值,内、

外转子的滑移率分别定义为

$$\chi_i = (U_{\tau,o,j} - U_{\tau,i,j}) / U_{\tau,i,j} \quad (20)$$

$$\chi_o = (U_{\tau,i,j} - U_{\tau,o,j}) / U_{\tau,o,j} \quad (21)$$

从式(20)可见,如果有 $R - a - eZ_2 < 0$,那么齿面之间的相对速度为负值,由于最大齿面速度总为正值,这意味着此时内外转子啮合点之间的速度变向了.从几何上分析,也就是当瞬心 P 落于啮合线以外时,齿面之间的速度将反向,即内外转子速度滑移率变号.这种情况对齿面之间形成的油膜有一定的破坏作用,故在设计时应当尽量避免.图5是选取两组不同的结构参数后计算得到的第一个啮合点上对应的齿面滑移率变化关系,上图是齿面之间的相对速度方向不变向的情况,下图是速度方向产生变化的情况.

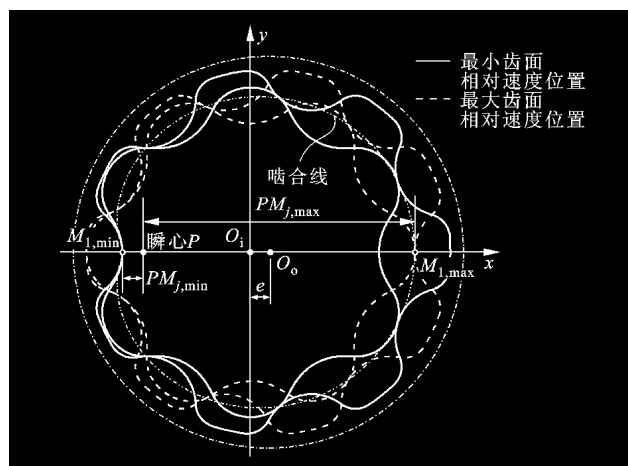


图4 齿面最大和最小相对速度时转子所对应的位置

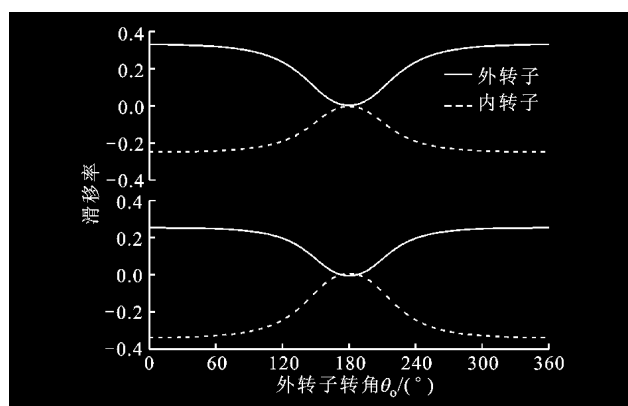


图5 齿面滑移率随转角的变化关系

3 啮合效率

齿面之间存在相对滑动,这意味着相对滑动速度将带来功率损失,这和普通齿轮机构类似.如图2所示,第 j 个啮合点 M_j 在单位时间 dt 内的摩擦功为

$$dw_{f,j} = F_{m,j} \mu | \Delta U_{\tau,j} | dt \quad (22)$$

式中: μ 是齿面之间的滑动摩擦系数; 由于摩擦功率损失和 $\Delta U_{\tau,j}$ 的方向无关, 故在计算时取 $\Delta U_{\tau,j}$ 的绝对值; $F_{m,j}$ 是内外转子上的接触力, 计算方法参考文献[4].

根据转速和转角的关系, 式(22)可转化为

$$dw_{f,j} = F_{m,j} \mu \frac{| \Delta U_{\tau,j} |}{\omega_o} d\theta_o \quad (23)$$

这样所有啮合点在单位时间 dt 内的总摩擦功为

$$dw_{f,\text{all}} = \sum_{j=1}^{Z_2} dw_{f,j} = \sum_{j=1}^{Z_2} F_{m,j} \mu \frac{| \Delta U_{\tau,j} |}{\omega_o} d\theta_o \quad (24)$$

主轴在单位时间 dt 内克服气体力作用需输入的功为

$$dw_i = M_d \frac{\omega_i}{\omega_o} d\theta_o = M_d \frac{Z_2}{Z_1} d\theta_o \quad (25)$$

式中: M_d 是作用在内转子上的气体阻力矩[5].

外转子转动一周, 摩擦功为

$$w_f = \int_0^{2\pi} dw_f = \sum_{j=1}^{Z_2} \int_0^{2\pi} F_{m,j} \mu \frac{| \Delta U_{\tau,j} |}{\omega_o} d\theta_o \quad (26)$$

主轴克服气体力作用需输入的功为

$$w_i = \int_0^{2\pi} dw_i = \int_0^{2\pi} M_d \frac{Z_2}{Z_1} d\theta_o \quad (27)$$

参照普通齿轮啮合效率的定义, 可近似定义啮合效率为克服气体力作用需输入的功和总输入功之比

$$\eta_m = 1 - \frac{w_f}{(w_i + w_f)} \quad (28)$$

对普通圆柱齿轮或内啮合摆线行星齿轮的研究结果表明, 啮合效率是一个只和结构参数有关的量, 而和输入功率等无关[3,7-8], 那么在本文的内啮合转子机构作为压缩机时是否也如此呢? 仿照齿轮啮合效率的推导方法, 将式(24)转化为

$$dw_{f,\text{all}} = \sum_{j=1}^{Z_2} dw_{f,j} = \sum_{j=1}^{Z_2} F_{m,j} \mu \frac{l_{m,j}}{Z_1} d\theta_o \quad (29)$$

根据内转子气体阻力矩 M_d 和内外转子气体力矩的关系[5], 式(27)可转化为

$$dw_i = - \frac{M_{g,i} Z_2 + M_{g,o} Z_1}{Z_1} d\theta_o = - \frac{\Delta M_g Z_2 - \sum_{j=1}^{Z_2} F_{m,j} r_{m,o,j}}{Z_1} d\theta_o \quad (30)$$

以上各式中: $l_{m,j}$ 和 $r_{m,o,j}$ 分别是第 j 个啮合点瞬时啮合节圆在法线和切线的距离分量(参见图2); $M_{g,i}$ 、 $M_{g,o}$ 和 ΔM_g 分别是内外转子受到的气体力矩

和它们之间的差值.

将式(29)和(30)代入式(28), 化简可得

$$\eta_m = \left[- \int_0^{2\pi} \frac{\Delta M_g Z_2}{Z_1} d\theta_o + \frac{r_{m,o,j}}{Z_1} \int_0^{2\pi} \sum_{j=1}^{Z_2} F_{m,j} d\theta_o \right] / \left[- \int_0^{2\pi} \frac{\Delta M_g Z_2}{Z_1} d\theta_o + \left(\mu \frac{l_{m,j}}{Z_1} + \frac{r_{m,o,j}}{Z_1} \right) \int_0^{2\pi} \sum_{j=1}^{Z_2} F_{m,j} d\theta_o \right] \quad (31)$$

从式(31)可见, 若无 ΔM_g 这项, 啮合效率可转化为只和结构参数相关的量, 但是由于气体力矩差值的存在, 啮合效率不再完全由几何参数决定, 而是同时和压缩机本身的气体力有紧密的联系, 这和内啮合齿轮完全不同. 产生这种结果的主要原因在于摆线齿轮中的摆线轮或针轮上仅承受转矩, 而该转矩的传递通过接触力表现, 因此接触力的大小完全由转矩决定, 传递的转矩越大, 则接触力也相应增加, 而接触力的增加也使齿面摩擦功率增加, 但总的啮合效率不会产生变化. 然而, 压缩机工作时, 由于多个工作腔内压力不平衡, 接触力不仅传递转矩, 同时还需平衡一部分气体力, 因此输入的转矩增加时, 接触力并不一定产生正比的变化关系, 从而导致啮合效率的变化不仅和结构参数有关, 而且还和压缩机工作时的压力等参数有直接联系.

4 结束语

(1) 本文首先研究了内啮合转子压缩机齿面绝对速度和相对速度随转角的变化关系, 引入齿轮滑移率的概念, 分析了结构参数对内外转子啮合点齿面滑移率的影响;

(2) 推导了啮合点之间的摩擦功率损失, 进而得到机构啮合效率的计算方法, 分析结果表明影响啮合效率的主要因素为啮合点之间的接触力大小;

(3) 本文的研究还表明, 内啮合转子压缩机和摆线行星齿轮不同, 其啮合效率不仅和型线的结构参数有关, 而且还和压缩机内的气体力有直接关系, 因此在气体进排气压力等参数未确定的情况下, 无法根据压缩机本身的结构得到啮合效率.

参考文献:

- [1] 从庄远, 董国华, 查森. 活塞泵及其它类型泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 1962.
- [2] Mitarai M, Kobayashi A. Internal gear type rotary pump having a relief groove: US, 5711660[P]. 1998-01-27.
- [3] 饶振纲. 行星传动机构设计[M]. 北京: 国防工业出版社

- 社,1994.
- [4] 郁永章,张旭东. 一种新型全平衡高强度转子式压缩机的几何关系[J]. 西安交通大学学报, 2001,35(11): 1193-1197.
Yu Yongzhang, Zhang Xudong. Geometry relations of a new rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(11): 1193-1197.
- [5] 张旭东,郁永章. 一种新型全平衡高强度转子式压缩机的受力分析[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(12):1305-1309.
Zhang Xudong, Yu Yongzhang. Mechanical analysis of a new rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(12): 1305-1309.
- [6] 野坂倫史, 及部一夫. トロユイド型冷媒压缩机: 日本,特开平 7-310686[P]. 1995-11-28.
- [7] 关天民. 针摆传动理论啮合效率公式的推导[J]. 机械设计与制造,2001(3):48-49.
Guan Tianmin. The theoretic meshing efficiency of cycloid drive[J]. Machinery Design & Manufacture, 2001(3): 48-49.
- [8] 杨照山,陈明. 2K-H[C]型中内啮合齿轮的啮合效率计算[J]. 东华大学学报(自然科学版), 1997, 23(2):82-87.
Yang Zhaoshan, Chen Ming. Mesh efficiency of the gears in 2K-H[C] type[J]. Journal of Donghua University (Natural Science), 1997, 23(2): 82-87.
- (编辑 荆树蓉)