

渐开线行星齿轮传动技术的发展

朱振荣, 蒋立冬, 常 山

(哈尔滨·第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要:介绍了行星齿轮的分类和特点、行星齿轮传动的效率、均载和振动、噪声方面的研究现状;总结了国内外一些学者的研究成果,对于效率的计算,用途最广泛的是啮合功率法;对于某些特殊的结构,用特殊的方法可以大大地简化计算过程;对于均载的研究,介绍了几种典型的均载机构和国内外一些学者的研究成果;对于行星齿轮传动振动噪声的研究,主要介绍了动力学模型和动态响应求解方法;最后指出行星齿轮传动动力学,低振动、低噪声行星齿轮传动和大功率行星齿轮传动设计为需要进一步研究的问题。

关键词:渐开线;行星齿轮;效率;均载;振动;噪声

中图分类号:TH132.41

文献标识码:A

引 言

行星齿轮传动与普通齿轮传动相比较,具有许多独特的优点。其最显著的特点是:在传递动力时可以进行功率分流;输入轴与输出轴具有同轴性。对于那些要求体积小、质量小、结构紧凑和传动效率高的航空发动机、起重运输、石油化工和舰艇等的齿轮传动装置,行星齿轮传动已得到了越来越广泛的应用。

世界上一些工业发达国家,

如日本、德国、英国、美国和俄罗斯等国家对行星齿轮的应用、生产和研究都十分重视,在结构优化、传动性能、传递功率、转矩和速度等方面均处于领先地位,并研究出一些新的行星传动技术,如封闭行星齿轮传动、行星齿轮变速传动和微型行星传动等早已在现代化的机械传动设备中获得了成功的应用。

行星齿轮传动在我国已有许多年的发展史,很早就有了应用。自 20 世纪 60 年代以来,我国对行星齿轮传动进行了较深入、系统地研究和试制工作。但无论是在设计理论方面,还是在试制和应用实践方面,均取得了许多创新性的研究成果。

1 行星齿轮传动的类型和

特点

行星齿轮传动是指:至少有一个齿轮,它同中心轮(太阳轮)相啮合;该轮在随自身几何轴线公转的同时,还绕自身的几何轴线自转。通过该轮和中心轮的运动复合,能把运动和动力从该齿轮机构的一基本构件传递到输出构件,得到新的转速和力矩,以便于向下一级机构或工作机传递,如图 1 所示。

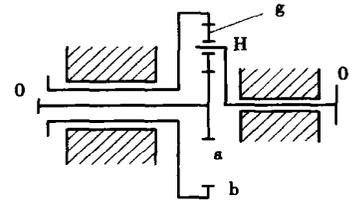


图 1 行星齿轮机构
(2K-H[A] 型)

1.1 行星齿轮传动的类型

从机构的自由度来分,有一个自由度的行星机构、两个自由度的行星机构和多自由度的行星机构。从结构形式来分,有 K-H-V 型、2K-H 型和 3K 型行星机构的基本类型。其它的渐开线行星齿轮机构,都可以分解为这 3 种基本机构,即可以由这 3 种基本行星机构复合而成。在众多的行星机构中,2K-H 型以其自身的特点而应用最为广泛。

1.1.1 K-H-V 型行星齿轮机构

如图 2 所示, K-H-V 型行星齿轮机构的基本构件是:中心轮 b、转臂 H 和输出轴 V。这种机构的特点是将行星轮 a 的旋转运动,通过一个传动比为 1 的中间机构传递给输出轴 V。这种把行星轮 a 的轴线与输出轴 V 的轴线联结起来,而实现等速传动的机构称为等速比机构,或称为 W 机构。

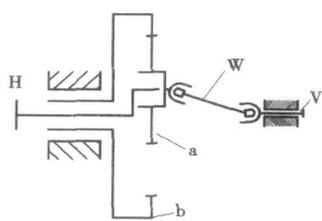


图 2 K-H-V 型行星齿轮机构

1.1.2 2K-H 型行星齿轮机构

2K-H 型行星齿轮机构有两个中心轮 a、b(即 2K)和转臂 H, 由此 3 个基本构件组成, 故用符号 2K-H 表示。根据转化机构的传动比 i_{12}^H 的不同, 可分为两类。当 $i_{12}^H > 0$ 时, 称为正号机构; 当 $i_{12}^H < 0$ 时, 称为负号机构, 如图 3 所示。

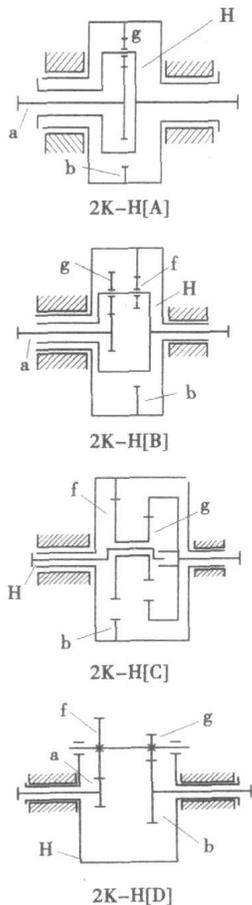


图 3 2K-H 型行星机构的常见类型

1.1.3 3K 型行星齿轮机构

3K 型行星齿轮机构是由 3 个中心轮 a、b、c 和一个转臂 H 组成。基本构件是 3 个中心轮承受外力矩的作用, 而转臂 H 不承受外力矩的作用, 仅起支承的作用, 故用符号 3K 表示。常见的有 3K[A] I 型、3K[A] II 型和 3K[B] 型, 如图 4 所示。

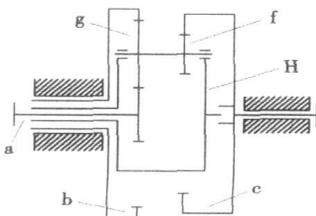


图 4 3K 型行星齿轮机构 (3K[A] 型)

1.2 行星齿轮传动的特点

由于在各种类型的行星齿轮传动中均有效地利用了功率分流和输入、输出的同轴性以及合理地采用了内啮合, 行星齿轮传动与普通定轴齿轮传动相比较, 具有质量小、体积小、传动比大、承载能力大以及传动平稳和传动效率高等优点。行星齿轮传动不仅适用于高速、大功率, 而且可用于低速、大转矩的机械传动装置上。它可以用作减速、增速和变速传动、运动的合成和分解, 以及其它特殊的应用中, 这些功用对于现代机械传动的发展有着较重要的意义。因此, 行星齿轮传动在起重运输、工程机械、石油化工、船舶、兵器和航空航天等工业部门均获得了日益广泛的应用。

2 渐开线行星齿轮传动的

研究现状

行星齿轮传动的传动比、强度和受力计算现在都已发展的比

较成熟, 各有其一套完善的理论计算公式。这里由于篇幅有限, 就不在加以论述。

2.1 渐开线行星齿轮的效率的研究

行星齿轮传动的效率 η 作为评价其传动性能优劣的重要指标之一, 国内外有许多学者对此进行了系统的研究。行星齿轮的效率是由 3 部分组成^[1]: 啮合齿轮副中的摩擦损失 η_m 、轴承中的摩擦损失 η_n 和液力损失 η_s , 其总效率 $\eta = \eta_m \eta_n \eta_s$ 。行星齿轮传动的效率 η 变化范围很大, 最高可达 0.98, 低的可接近于零, 甚至 $\eta < 0$, 即可自锁。现在, 计算行星齿轮传动效率的方法很多, 国内外学者提出了许多有关行星齿轮传动效率的计算方法^[2], 在设计计算中, 较常用的计算方法有 3 种: 啮合功率法、力偏移法和传动比法(克莱依涅斯法), 其中以啮合功率法的用途最为广泛, 此方法用来计算普通的 2K-H 和 3K 型行星齿轮的效率十分方便, 但是, 此方法计算差动轮系的效率时, 必须将其中心轮分别固定, 当作两个行星轮系, 计算出各自的输出功率, 再进行叠加, 才能计算出效率。该计算过程十分繁杂, 不便应用, 例如: 对于差动轮系中的封闭式行星轮系, 其效率虽然可用动力学与运动学方法求出, 但不直观, 尤其看不出封闭效率流对效率的影响。文献[3]推荐使用差动比三角结构图, 根据差动轮系和封闭式行星轮系的功率流向及由运动合成与分解所确定的总输入、输出功率, 可以直接列出效率计算关系式, 迅速准确地计算出机械效率, 这种方法非常直观明了, 简便实用。对于复杂多排行星传动效率的计算, 除了用传统的啮合功率法计算外,

还可以采用更加简便明了的行列式计算方法^[4]。另外, 文献[5]指出, “啮合功率法、力偏移法、传动比法和行列式”等方法基本上都是建立在刚体动力学基础之上, 即不考虑传动系统的动态特性对传动效率的影响, 因而求得的是静态效率, 无法反映传递功率、输入转速、齿轮误差及支承刚度等因素对传动效率的影响, 往往造成计算效率高于实验效率的现象。对于某些重要的高速动力传输系统(例如航空齿轮系统)中的行星传动, 当其工作转速在一阶临界转速附近时, 若按传统的方法计算效率, 将会产生更大的误差。因此, 需要建立动态情况下更精确的效率计算方法。

2.2 渐开线行星齿轮均载分析的研究现状

行星齿轮传动具有结构紧凑、质量小、体积小、承载能力大等优点。这些都是由于在其结构上采用了多个行星轮的传动方式, 充分利用了同心轴齿轮之间的空间, 使用了多个行星轮来分担载荷, 形成功率流, 并合理地采用了内啮合传动, 从而使其具备了上述的许多优点。但是, 这只是最理想的情况, 而在实际应用中, 由于加工误差和装配误差的存在, 使得在传动过程中各个行星轮上的载荷分配不均匀, 造成载荷有集中在一个行星轮上的现象, 这样, 行星齿轮的优越性就得不到发挥, 甚至不如普通的外传动结构。所以, 为了更好地发挥行星齿轮的优越性, 均载的问题就成了一个十分重要的课题。

在结构方面, 起初人们只努力地提高齿轮的加工精度, 从而使得行星齿轮的制造和装配变得比较困难。后来通过实践采取了对行星齿轮的基本构件径向不加

限制的专门措施和其它可自动调位的方法, 即采用各种机械式的均载机构, 以达到各行星轮间的载荷分布均匀的目的。典型的几种均载机构有: 基本构件浮动的均载机构(中心轮浮动、内齿轮浮动、转臂浮动、中心轮与转臂同时浮动、中心轮与内齿轮同时浮动和组成静定结构的浮动); 杠杆联动均载机构(两行星轮联动机构、三行星轮联动机构和四行星轮联动机构); 采用弹性件的均载机构(弹性齿轮均载和弹性支承均载)^[1]。

在理论方面, 20 世纪 90 年代初, NASA 开始对齿轮传动的均载性能开始进行研究^[6]。1994 年, Kahraman 对行星齿轮装置作了静态力学分析和实验^[7], 在该模型中, 他考虑了齿轮的位置度偏差和齿形误差, 此后他又从动力学角度对行星齿轮机构的均载进行了研究, 文献[7]定义了动态均载系数、静态均载系数和动态系数, 用来表征行星齿轮传动的均载效果, 研究并得出了结论。Teruaki 用静态力学的方法^[8], 对行星轮系中各种均载机构的误差和均载系数的关系进行了研究, 得出行星轮装配误差对系统均载的影响最大, 因此在工作中尤其要注意在圆周方向的误差分布情况。肖铁英等人研究了适用于行星齿轮机构静态力学均载机理^[9]。袁茹等人研究了浮动构件的支承刚度对行星齿轮功率分流动态均衡性的影响^[10], 发现浮动中心太阳轮能有效地均衡载荷, 在低速运行时, 动态系数接近于 1, 可以用传统的静态均载系数来反映均载效果。但对高速行星传动, 动态系数远大于 1, 因此动态均载系数远远大于静态均载系数, 只能用动态均载系数才能反

映传动的均载效果。陆俊华、李斌等人则综合了各构件的制造和安装误差^[11], 运用了当量啮合误差的原理, 计算了该系统的均载系数, 并分析了各误差变化对系统均载的影响, 发现对于各齿轮中心轴线的制造和安装误差, 在误差值相同的情况下, 内齿轮的误差影响最大, 太阳轮的误差影响次之, 行星轮误差影响最小。文献[11]指出许多研究者从静态角度出发, 研究各种误差、浮动量和构件刚度对行星齿轮功率分流动态均衡性的影响, 发现各误差对均载起共同作用, 如果只减小其中一个误差值, 并不能达到良好的均载效果。目前学者们研究的侧重点各有不同, 模型的建立也有较大差别, 对误差的分析还不够全面和系统。

2.3 渐开线行星齿轮振动噪声研究

行星齿轮和普通齿轮相比, 有着许多独特的优越性, 但是人们在使用过程中, 发现由于加工的误差和装配的不当, 其噪声和振动很大, 比如在直升飞机中, 行星齿轮传动产生的噪声就超过 100 dB, 是主要的噪声源^[12~13], 所以对行星齿轮的噪声和振动进行研究有着十分重要的意义。

由于行星齿轮传动是过约束传动, 而且结构复杂, 对其进行动力学研究时采用刚体动力学的方法不能得到理想的结果, 因此, 除早期的研究者外^[14], 一般都考虑了构件和运动副的弹性, 即采用弹性动力学的方法。国际上对行星齿轮传动进行系统的弹性动力学理论的研究是从 20 世纪 80 年代末开始的^[15], 1994 年以后在美国国家航空航天局、美国军事研究中心以及福特汽车公司等资助下^[16~17], 美国对行星齿轮弹

性动力学的诸多方面,如自由振动、动态响应、均载、振动抑制、动态稳定性等进行了较系统的研究工作。日本学者 Hidaka 等人在 1976~1980 年期间围绕行星齿轮传动发表了一系列重要的实验研究报告^[18~24],这些报告的实验结果对于行星齿轮传动的动力学研究非常重要,至今仍为许多理论研究者引用,而我国对这一重要的研究课题则研究较少,但也取得了一定成果^[25~26]。

对振动、噪声的研究归根结底属于对齿轮动力学的研究,所以首先要建立动力学模型。

2.3.1 动力学模型

根据建立动力学模型时所用的方法和考虑的因素不同,可以把行星齿轮传动的动力学模型分为如下两类。

2.3.1.1 集中参数模型

集中参数模型将行星齿轮传动中的各个构件简化为集中质量,各构件之间以及构件与基础之间的连接简化为弹簧。将构件的运动看成刚体运动和弹性变形的叠加,将机构在各个运动位置固化为各个位置的结构,从而构成一个多自由度的振动系统。根据模型中对集中质量运动模式的处理不同,有两种不同的模型:纯扭转振动模型和扭转—横向振动耦合模型,如图 5 和图 6 所示。

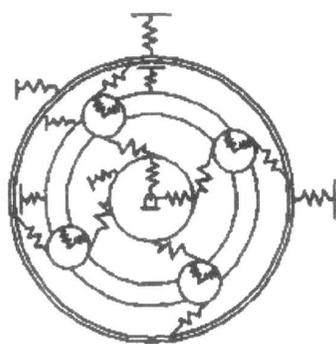


图 6 扭转—横向振动耦合模型

纯扭转模型中,仅考虑零件的扭转运动,如图 5 所示,使用这种模型的研究参见文献[27],这种模型建模简单,考虑的因素少,在一般情况下,轮齿的综合啮合刚度较轴承的支撑刚度要小的多。文献[27]计算表明:这种模型在计算系统的固有频率时,其计算结果与扭转—横向振动耦合模型的计算结果相差很小,因而可以用这种模型来预估系统的固有频率,但在求解传动系统的动力学响应时,因考虑的因素少,故误差比较大,所以很少使用纯扭转振动模型。

扭转—横向振动耦合模型不仅考虑零件的扭转振动,对直齿轮传动,还考虑了零件的横向振动;对螺旋齿轮传动,还考虑零件的轴向运动。August、孙涛等人建立的模型中^[15,26],考虑了输入端转子、输出端转子、行星轮、齿圈和系杆的扭转位移,中心太阳轮的扭转和横向位移,齿侧间隙以及齿轮的啮合刚度波动。孙涛等人用该模型研究了行星齿轮传动的非线性现象:如跳跃和多解等问题。Kahraman A 建立的模型则考虑了更多的影响因素^[17],如所有构件的扭转和横向位移,齿轮的啮合刚度波动,齿侧间隙,综合传动误差、制造误差和磨损误差, Kahraman A 用该模型研究了

行星齿轮的均载特性,得到了较全面的分析数据。

2.3.1.2 有限元模型

Parker 认为集中参数模型与实际情况相差较远^[3],因而建立了行星齿轮机构的有限元分析模型,如图 7 所示。为了减少计算量,采用了一种独特的半分析有限元公式。计算结果表明:用有限元模型计算的系统固有频率和振动模态与用分析模型计算的结果十分吻合,但是并没有将其计算结果和试验结果比较。

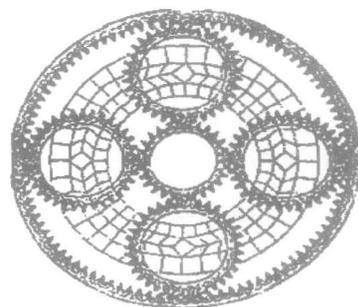


图 7 行星齿轮传动的有限元模型

2.3.2 自由振动特性

对自由振动的研究可以帮助设计者在设计阶段预估行星齿轮传动系统的振动特性,以使激励频率尽量避开机构的共振频率,即避开共振点^[12,27]。在这些研究中,均利用了行星齿轮机构刚度矩阵的对称特性和耦合特性来简化分析过程,甚至可以用解析法进行研究。其中 Kahraman 用了纯扭转模型^[27],Lin 则用了扭转—横向振动耦合模型^[12],因而其结论也更有普遍意义。

2.3.3 动态响应求解方法

2.3.3.1 数值积分法

这种积分法是最广泛使用的方法,文献[15,17,25]都使用了该方法。但数值积分方法有两个缺点:一是随着方程自由度数目

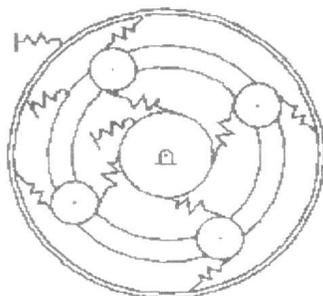


图 5 纯扭转模型

的增大,积分至稳态响应的时间太长;二是在有些情况下,如小阻尼、轻载荷以及在临界速度下等无论用多小的积分步长永远也得不到稳态解^[28]。

2.3.3.2 Ritz 方法

此方法为近似方法,计算精度取决于所选择的模态精度。但是其计算速度大大加快,据 Saada 研究^[29],Ritz 方法比数值积分法计算速度要快很多,且有足够的精度。

2.3.3.3 模态叠加法

在不计齿轮啮合刚度的时变特性时,可用传统的模态叠加法求行星齿轮传动系统的响应^[30]。当考虑方程的时变系数时,可用封闭解法。封闭解法在求解弹性连杆机构、凸轮机构及三环传动系统的动力学响应时,非常有效^[31~33]。

2.3.3.4 谐波平衡法

Kahraman 在 1996 年用谐波平衡方法研究了含齿侧间隙的单级平行轴齿轮传动的非线性动力学^[34],孙涛等人则将此方法扩展到多自由度系统,用于求解行星齿轮传动的动力学响应^[26]。该方法用于解释齿轮传动的非线性振动现象是有优越性的,但其解的精度依赖于所取的谐波次数。

3 需要进一步研究的问题

3.1 精简的动力学模型的研究

由于行星齿轮传动结构复杂,零件多,为了比较全面的反应系统真实的动力学面貌,迄今为止,所建立的动力学方程自由度比较多。这样,为了求解系统的动力学响应,计算时间均较长,用这些模型来进行行星齿轮传动的动态优化设计几乎不可能。因此,必须寻求既能反应系统的动

力学本质,形式又较简单,自由度较少的动力学模型或者计算时间较短的仿真方法。根据对行星齿轮传动自由振动特性的研究,建立这种模型是可能的。

3.2 低振动、低噪声行星齿轮传动的设计

目前的研究只是说明了通过匹配行星轮个数及相位来消除一部分激励,进而减轻行星齿轮振动的可能。但对于如何具体操作,及内激励与行星轮个数及相位的具体的映射关系,到目前为止,还无人研究。因此,寻求这种具体的映射关系,对于从设计阶段来实现振动的抑制有重要意义,需要进一步的深入研究。

3.3 多级行星齿轮传动的动力学

到目前为止,对行星齿轮传动的动力学研究多以简单的单级传动为对象,而实际应用中,大多为多级行星齿轮传动和行星齿轮与其它传动(如行星传动)的组合传动,对多级行星齿轮传动动力学进行研究的很少。较之单级行星齿轮传动,多级行星齿轮传动的动力学表现更复杂。因此,如何建立合适的多级行星齿轮传动的动力学模型并研究其动力学表现仍是需要进一步研究的重要课题。

3.4 船用大功率行星齿轮传动设计

随着行星齿轮传动装置在船舶上越来越广泛的应用,对行星齿轮传动装置提出了越来越高的要求。船用行星齿轮传动装置最大的特点就是要求传递的功率大,目前国内最大的船舶主动力装置输出高达 36 750 kW,因此,如何设计大功率行星齿轮传动装置就成了需要进一步研究的重要课题。

4 结 论

对渐开线行星齿轮传动的国内外现状进行了详细地论述,并重点对行星齿轮传动的效率、均载和振动、噪声进行了详细地介绍,总结了国内外很多学者的研究成果,得出如下结论:对于效率的计算,用途最广泛的是啮合功率法;对于某些特殊的结构,用特殊的方法可以大大地简化计算过程;对于均载的研究,在结构方面介绍了几种典型的均载机构,在理论方面介绍了国内外一些学者的研究成果;对于行星齿轮传动振动噪声的研究,首先介绍了国内外的研究现状,然后介绍了动力学模型和动态响应求解方法,最后还指出了行星齿轮传动所需要进一步研究的问题。

参考文献:

- [1] 饶振纲. 行星齿轮传动技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [2] 秦荣荣. 行星轮系效率的计算方法初探[J]. 吉林工业大学学报, 1990(1): 66-73.
- [3] 王琼英. 差动轮系效率计算的简便方法及其应用[J]. 机械科学与技术, 1994, 13(2): 79-84.
- [4] 朱孝录, 刘鹤然. 复杂多排行星传动效率计算[J]. 机械工程师, 1994(2): 12, 34.
- [5] 袁茹, 王三民, 沈允文. 高速行星齿轮传动的动态效率研究[J]. 机械科学与技术, 2001, 20(5): 670-671.
- [6] KRANTZ T L. A Method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions [R]. NASA Technical Memorandum 107201, 1996.
- [7] KAHRAMAN A. Load sharing characteristics of planetary transmissions[J]. Mech Mach Theory, 1994 29(8): 1151-1165.
- [8] 日高照晃, 山本信行, 石田武. 行星齿轮装置均载机构中的各种误差和载荷分配的关系[J]. 日本机械学会论文集, 1986, 52(480): 2200-2206

- [9] 肖铁英,袁盛治,陆卫杰.行星齿轮机构均载系数的计算方法[J].东北重型机械学院学报,1994,10(4):290-295.
- [10] 袁茹,王三民,沈允文.行星齿轮传动的功率分流动态均衡优化设计[J].航空动力学报,2000,15(4):410-412.
- [11] 陆俊华,李斌,朱如鹏.行星齿轮传动静力学均载分析[J].机械科学与技术,2005,24(6):702-709.
- [12] JIAN LIN, PARKER R G. Analytical characterization of the unique properties of planetary gear free vibration [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1999, 116: 316-322.
- [13] PARKER R G. Dynamic response of a planetary gear system using a finite element/contact mechanics model [J]. Journal of Mechanical Design, 2000, 122: 304-310.
- [14] BAHGAT B M. On the dynamic gear tooth loading of planetary gearing as affected by bearing clearances in high-speed machinery [J]. Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design, 1985, 107: 430-436.
- [15] AUGUST A, KASUBA R. Torsional vibration and dynamic loads in a basic planetary gear system [J]. Journal of Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1986, 108: 348-353.
- [16] PARKER R G. A physical explanation for the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibration [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 236(4): 561-573.
- [17] KAHRAMAN A. Load sharing characteristics of planetary transmission [J]. Mech Mach Theory, 1994, 29(8): 1151-1165.
- [18] TERUAKI HIDAKA, YOSHIO TERAUCHI. Dynamic behavior of planetary gear [J]. (1st Report: Load Distribution in Planetary Gear). Bulletin of the JSME, 1976, 132(19): 690-698.
- [19] TERUAKI HIDAKA, YOSHIO TERAUCHI. Dynamic behavior of planetary gear [J]. (2nd Report: Displacement of Sun and Ring Gear). Bulletin of the JSME, 1976, 138(19): 1563-1570.
- [20] TERUAKI HIDAKA, YOSHIO TERAUCHI. Dynamic behavior of planetary gear [J]. (3rd Report: Displacement of Ring Gear in Direction of Line of Action), Bulletin of the JSME, 1977, 150(20): 1663-1672.
- [21] Teruaki Hidaka, Yoshio Terauchi. Dynamic Behavior of Planetary Gear [J]. (4th Report: Influence of the Transmitted Tooth Load). Bulletin of the JSME, 1979, 167(22): 877-884.
- [22] TERUAKI HIDAKA, YOSHIO TERAUCHI. Dynamic behavior of planetary gear [J]. (5th Report: Dynamic Increment of Torque). Bulletin of the JSME, 1979, 169(22): 1017-1025.
- [23] TERUAKI HIDAKA, YOSHIO TERAUCHI. Dynamic behavior of planetary gear [J]. (6th Report: Influence of Meshing-Phase). Bulletin of the JSME, 1979, 169(22): 1026-1033.
- [24] TERUAKI HIDAKA, YOSHIO TERAUCHI. Dynamic behavior of planetary gear [J]. (7th Report: Influence of the Thickness of the Ring Gear). Bulletin of the JSME, 1979, 170(22): 1142-1149.
- [25] 袁茹,纪名刚.航空行星减速器的振动特性分析[J].航空动力学报,1995,10(4):395-398.
- [26] 孙涛,沈允文.行星齿轮传动非线性动力学方程求解与动态特性分析[J].机械工程学报,2002,38(3):10-15.
- [27] KAHRAMAN A. Natural modes of planetary gear trans [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 173(1): 125-130.
- [28] VELEX P. Some numerical methods for the simulation of geared transmission dynamic behavior formulation and Assessment [J]. Journal of Mechanical Design, 1997, 119: 292-298.
- [29] SAADA A, VELEX P. An extended model for the analysis of the dynamic behavior of planetary trains [J]. Journal of Mechanical Design, 1995, 117: 241-247.
- [30] KAHRAMAN A. Planetary gear train dynamics [J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116: 713-720.
- [31] 张策.弹性连杆机构的分析于设计[M].第2版.北京:机械工业出版社,1999.
- [32] 杨玉虎.高速凸轮分度传动系统动力学理论与实验研究[D].天津:天津大学,2000.
- [33] 杨建明,张策.三环减速机的弹性动力学分析[J].机械工程学报,2000,36(10):54-58.
- [34] KAHRAMAN A. Interactions between commensurate parametric and forcing excitations in a system with clearance [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 194(3): 317-336.

(编辑 何静芳)

新技术

流体喷沙清洗凝汽器技术

重庆永荣发电厂用流体喷沙清洗凝汽器是个新创举,该机组在满负荷状态下,在清洗泵的进水口加入适量的河沙和粗烟灰充分混合物,充分冲刷凝汽器铜管中的粘附及悬浮物,两小时内即能迅速提高凝汽器的真空度。采用该措施后,该机组停机清洗凝汽器每年减少了十余次,多发电约 10^6 kWh。

(赵旺初 供稿)

渐开线行星齿轮传动技术的发展 = **Latest Advances in Involute Planetary Gear Transmission Technology** [刊, 汉] / ZHU Zhen-rong, JIANG Li-dong, CHANG Shan (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 351 ~ 356

The classification and specific features of planetary gears and the latest research findings concerning their transmission efficiency, uniform loading, vibration and noise abatement are described with the current research results of some scholars both at home and abroad being summarized. As to the calculation of their transmission efficiency, the method most widely used is based on transmission ratios. For some special structures, the use of certain specific methods may greatly simplify the calculation process. Regarding the research of uniform loading, outlined are several kinds of typical uniform-load mechanisms and research achievements of some Chinese and foreign academics. As for the research in vibration abatement and noise reduction of planetary gear transmission devices, mainly presented are the dynamic models and methods for solving dynamic responses. Finally, it is noted that major problems due for further research include: planetary gear transmission dynamics, low vibration and noise planetary-gear transmission units and the design of the above units in the high capacity category. **Key words:** involute, planetary gear, efficiency, uniform load, vibration, noise

单级轴流压气机周向槽与梯状间隙结构的对比 = **A Comparison of Circumferential Slot With Stepped Clearance Structure in a Single-stage Axial-flow Compressor** [刊, 汉] / LU Jia-ling, CHU Wu-li, LU Xin-gen (College of Power and Energy Source under the Northwest Institute of Technology, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 357 ~ 361

After the reliability of a calculation model has been verified, a numerical simulation for a single-stage subsonic axial-flow compressor was conducted of the working characteristics of a real wall casing, circumferential slot one and stepped clearance structure under the condition of 71% design speed. The simulation results show that both the circumferential slot casing and stepped clearance structure can enlarge the compressor stable operating range to a certain extent. However, the circumferential slot plays a more explicit role in controlling the blade tip leakage vortexes in the blade leading edge, thus making it more suitable to be designed at the front half portion of a blade flow passage. The stepped clearance structure can fulfil its due function of diffusion stabilization when located in both the front and rear half portion of the blade flow passage. When the above structure is allocated in the leading edge of a blade, the compressor will suffer a relatively large drop in efficiency. In case the clearance structure is located in the blade trailing edge, it can contribute to a reduction of the area of the separation zone in the blade wake, thus playing a beneficial role in enhancing compressor efficiency. **Key words:** axial-flow compressor, circumferential slot, stepped clearance structure, blade tip leakage vortex, wake

涡轮叶栅二次流的热线实验研究 = **Hotwire-based Experimental Study of Secondary Flows in Turbine Cascades** [刊, 汉] / LI Jun, SU Ming (Education Ministry Key Laboratory on Power Machinery and Engineering under Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 362 ~ 366

The periodical three-dimensional flow field at the outlet of a turbine plane cascade was measured by using rotary single-wire slanting hotwires and a mathematical solution to the three-dimensional speed average value was accomplished by using a least square fit of the hot-wire measured data with the help of the LSQNONLIN most optimized function of Matlab. A sub-sonic cascade test wind tunnel was set up to study the transient speed fields measured by hotwires at three different blade heights and two different inlet flow rates and analyze the secondary vortex flow conditions at the cascade outlet. By comparing different operating conditions of the cascade, it has been found that the cascade with a high inlet flow speed has a more conspicuous wake zone and more intensive secondary flows than those with a low inlet flow speed. The cascade with a relatively small blade height, however, has more drastic secondary flows, resulting in a quick increase of both radial flow speed (u) in the outlet plane of the cascade and axial flow speed (w) perpendicular to the outlet plane and a dramatic decrease of circumferential flow speed (v) in the outlet plane. Both the decrease of blade height and the increase of aerodynamic load (speed) will greatly increase the secondary flow losses of the cascade, which can be substantially ascribed to an enhancement of transversal pressure gradient of the cascade. **Key words:** cascade, single-wire slanting hotwire, three-dimensional flow field measurement, secondary flow, blade height, turbine