

齿轮的摇型节径振动及其减振法

北京航空航天大学 晏砺堂** 邱士均
航空航天部六〇八所 高向群

【摘要】 在研究排除某型机减速器振动过大故障中发现齿轮的一种新型振动模态即摇型节径振动模态。本文研究了其振动特性并由此阐明了减速器振动过大的机理。提出了两种特殊的调频方法,可将在工作转速上、下边界内的两摇型节径模态共振移出边界以外。论证了阻尼衬筒和阻尼圈减振的有效性。经采用齿轮减振措施后,减速器振动降到很低水平。

关键词: 振动模态 节径振动 摇型节径振动 行波振动 调频

1 前言

某型涡轮螺桨发动机主轴通过沿圆周均布的三根轴上的大、小中间齿轮两级减速带转螺旋桨。桨轴工作转速 $n=1600\sim 2000\text{r/min}$ 。(大)中间齿轮与小中间齿轮齿数分别为 97 和 19。桨轴与中间轴速比约为 1:4.9。台架试验时,在减速器机匣上内连三中间轴轴承处测出径向振动值过大;在 $n\cong 2000\text{r/min}$ 时,振动加速度为 200g,振频为 15800~16300Hz;在 $n=1600\text{r/min}$ 时,振动加速度为 190g,振频为 12658~12800 Hz^[1]。因振频与中间齿轮啮合频率接近,故在分析故障过程着重研究了中间齿轮的振动特性。

2 中间齿轮振动特性分析

该机减速器中间齿轮结构形状如图 1 所示。为了减轻重量航空齿轮轮毂部分较薄,而因齿轮负荷较大,为减小单位齿宽的受力,齿圈较宽。轮齿多采用螺旋齿或斜齿,有轴向啮合分力,故又多将齿轮毂制成锥形以增大齿轮工作时的轴向刚性。但这样的齿轮往往容易出现振动问题。

用模态分析法和晶体片激振的共振法对中间齿轮进行了静、动振动试验。另外还用有限元法和锥壳半解析解法进行了齿轮的静、动固有振动特性计算。计算与试验结果相差很少。动、静频数值也接近,相差不过 1% 左右。将该齿轮前十阶固有振型和静频列于表 1。

试验与计算中发现齿轮盘(轮毂)上有同样节径数目而振型不同的三种节径型振动。这是

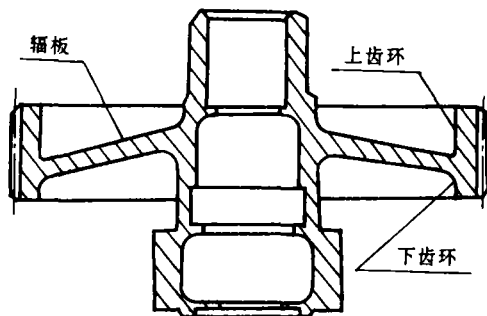


图 1 (大)中间齿轮剖面简图

表 1 中间齿轮静振动试验结果

振 型	一节径	二节径	三节径	一上摇	二上摇	一节圆	三上摇	一下摇	二下摇	四上摇
静频(Hz)	1345	2053	5396	8454	8699	10151	11306	12575	13632	14850

因为我们研究的齿轮是形状比较复杂的盘一环(壳)形结构,而且锥形盘(轮毂)与齿圈又不在齿圈中部连接使得上齿圈长、下齿圈短。从而振型既与盘形齿轮相似又有不小区别。这三种节径振型用简图表示于图 2。图上“+”、“-”号表示在同一瞬间振动的方向是上、下不同。图中是三种二节径模态(振型)。其中图(a)的盘式节径型模态,齿轮是以辐板(轮毂)为主作节径振动,齿圈只是作为辐板的延伸部分参与振动,辐板与齿圈振动相位相同。齿圈径向振动分量较小,振动主要发生在轴向。另两模态暂名摇型节径振动模态。

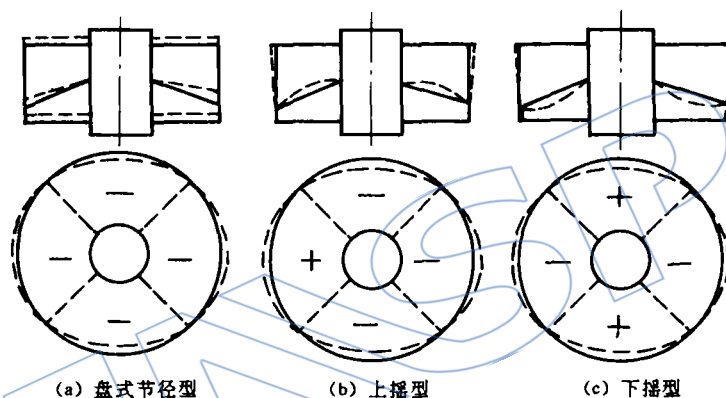


图 2 盘一环(壳)形齿轮的三种二节径振动模态

上摇型节径振动是以齿圈上部为振动主体的一种特殊模态。在上齿圈振动的带动下,与齿圈相连接的辐板作与其相位相反的振动如图 2(b)所示。从盘的沙型来看,这种模态与盘式节径型模态相同,但测量齿圈上部与相邻的辐板部分的振动相位就可区别出来。上摇型振动与盘式振动比较其特点是振频高,齿圈部分相对振幅较大,且有较大径向振动分量。

图 2(c)所示为下摇型节径振动模态。它是以齿圈下部振动为主体的一种节径型振动模态。在下齿圈振动的作用下,与之相邻的齿轮辐板作与其相位相反的振动。因上齿圈较长,也具有较明显的振动,但其相位与相邻的辐板是相同的。这种模态的特点是振频比具有同样节径数的上两种振动模态的都高,齿圈部分的径向振动相对较大。摇型节径振动都是齿圈径向振动相对较大,轴向振动小。盘式节径振动则是轴向振动相对较大或两向振动大小接近。图 3 给出用有限元法算出的夸大了的下摇型一节径振动和上摇型四节径振动立体模态,作为对比并画出了盘式一节径振动模态。可以看出一下摇振动模态中齿圈振幅相对较大,辐板振动相位与相邻下齿圈部分的相反与相邻上齿圈的相同。盘式一节径模态中齿圈径向振幅相对不大。

根据盘的行波振动理论分析,知齿轮旋转时,每种节径型振动从静坐标上看分为前、后两种行波振动。其固有频率分别为

$$f_f = f_d + mN/60, \quad f_b = f_d - mN/60 \quad (1)$$

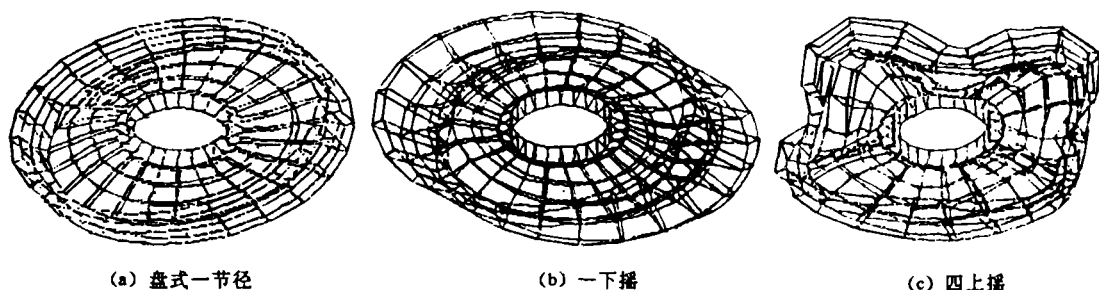


图 3 用有限元法算出的 3 种振动模式

式中 f_d 为动频, N 为齿轮转速 (r/min), 它约为螺旋桨转速的 4.9 倍, m 为振动模式的节径数。因齿轮静频 f_s 与动频 f_d 数值接近, 故分析时可用静频代动频。从动齿轮都是前行波共振危险, 所以我们只分析该齿轮的前行波共振。齿轮的行波共振都是由齿轮的不均匀的啮合力激起。据文献[3]仅齿轮啮合力的一倍频激起的共振危险。因此根据齿轮的啮合频率 $f_z = ZN$, (Z 为齿轮的齿数) 与节径型前行波振动固有频率 f_r 相等可求出前行波共振频率 f_{r_r} 和共振转速 n_{1r} , 分别为

$$f_{r_r} = f_s [1 + m / (Z - m)] \quad , \quad n_{1r} = 60 f_{r_r} / (Z - m) \quad (2)$$

式中 n_1 是齿轮转速, 下标 r 表示共振, Z 是齿轮齿数。共振转速用螺旋桨转速表示时, 则为 $n_r = 60 f_{r_r} / 4.9 (Z - m) = 12.245 f_{r_r} / (Z - m)$ 。将计算得出的中间齿轮前行波节径振动在螺旋桨工作转速范围内及附近出现的共振转速与共振频率给出于表 2。为了对比, 将在减速器机匣上测出过大振动时的频率与转速一并列上, 同时还列出了以测量值为准的相差百分数。

表 2 中间齿轮前行波共振振型、频率(Hz)和桨轴转速(r/min)

振型	三上摇	一下摇			二下摇	四下摇		
数值	计算值	计算值	测量值	误差	计算值	计算值	测量值	误差
共振频率	11667	12704	12658~12800	0.37~-0.75	14202	15369	15800~16300	-2.7~-5.7
共振转速	1472	1587	1600	-0.8	1757	1955	~2000	2.42

表 2 中所列计算的三上摇在螺旋桨转速 1472r/min 出现共振。共振转速在工作转速以下, 且未测出。算得的二下摇共振转速在 $n = 1757$ r/min, 虽在工作转速以内, 但未测到有与二下摇对应的频率的振动。在 $n = 1781$ r/min 时测出有稍大振动, 据频谱分析只是微弱的一下摇和四上摇的振型成份, 而无二下摇振动成分。这是二下摇模态阻尼较大的缘故。模态阻尼大, 共振就建立不起来。表中所列一下摇和四上摇共振, 计算的共振频率和共振转速都分别与测量数值接近。所以可认为减速器机匣上所测过大振动是中间齿轮一下摇和四上摇前行波共振所引起。

3 齿轮摇型节径共振的危险性

一般盘形齿轮节径型或节圆型共振没有摇型节径共振那样危险。这是因为正常情况下齿轮的啮合力的交变成份不大, 而且轴向成份远比径向成分小。该减速器中间齿轮是合格新品, 如果激起的不是摇型共振, 振幅不会太大, 而且轴向成份远比径向成份小。而现在该减速器中间齿轮发生的是摇型前行波共振。它的振动模态是齿圈的径向振幅相对较大。不但易被齿轮

径向交变啮合力成份激起较大振动,而且使得齿圈在振动时径向、轴向均变形且径向变形较大。因而轮齿的啮合恶化,交变的啮合力比无振动时增大。结果激起的振动幅值又增大,反过来又使交变激振力增大。因此,交变啮合力与振动不断交替促大,如无足够的阻尼会很快建立起很大的齿轮振幅和交变啮合力。一般盘式节径共振,其变形主要是发生在轮毂轴向。因齿圈与轮毂相比轴向尺寸很大,所以轮毂的变形较大,齿圈变形小,尤其是径向变形小。共振时振动与交变啮合力交替促大的作用微弱。因此在同样条件(同样初始交变啮合力,同样量级的频率、同样模态阻尼等)下,盘一环形齿轮摇型节径行波共振比盘式节径行波共振更为危险。这是本文提出的新观点。将这一观点推而广之,则环(筒)形齿轮和伞形齿轮发生齿圈相对振幅较大的节径行波共振也同样是很危险的。文献[3]中提到盘形锥齿轮(并非平板式的盘形而是边上有齿圈的伞齿轮)就曾出现过严重断块故障。据分析是节径型行波振动共振所引起的。文献[4]中介绍的螺旋锥齿轮是接近于环(筒)形,也出现断块故障,据分析也是节径型行波共振所造成。它们的振动模态都不是纯盘形节径振动。

某机减速器中间齿轮正是在工作转速上、下边界发生摇型节径共振,很快建立起大振动和大交变啮合力。它们通过三根中间轴的轴承座传到减速机匣上激起它沿圆周为波形的壳体模态振动。对整个减速器而言,三根中间轴传来的交变力理论上将抵消,实际上因有各种误差虽不完全抵消也将抵消大部分。故三根中间轴传来的同频、同幅、同相位的力只能激起减速机匣三(或其倍数)节径波形壳体模态振动不可能激起减速器或其机匣的较大横向振动。

4 齿轮摇型振动的减振方法

某机减速器大振动既是中间齿轮发生的摇型共振所引起,故消除或减小中间齿轮的上、下摇节径行波共振即可排除减速器大振动的故障。因中间齿轮出现的四上摇和一下摇节径行波共振转速正好在齿轮工作转速上、下边界附近。目前较成熟的减振方法是采用阻尼圈或阻尼衬筒。这两种减振装置已成功地用于密封装置上。阻尼圈则也已用于某些齿轮上。由于摇型节径振动主要是齿轮圈的径向振动较大,装于齿圈内缘的阻尼圈应有减振效果。阻尼衬筒减振效果会更好些。其它减振方法如齿轮表面涂阻尼层,贴阻尼片和齿轮内部充填阻尼材料等则还不成熟也嫌复杂。阻尼圈和阻尼衬筒都是通过接触面的摩擦来减振。故阻尼器与齿轮接触面除应有压紧力之外还需有微小的相对滑动。压紧力可由阻尼器之弹性力和旋转时之离心力产生。相对滑动则是利用齿轮的振动而获得。这就是说阻尼器与齿轮的接触面处齿轮面上振动时有较大的交应变才会起显著的减振效果。用锥壳半解析法计算了四上摇和一下摇两型节径振动的交应变分布如图 4 所示。可见两种振型齿轮齿圈上端的周向交应变都最大。越靠下部周向

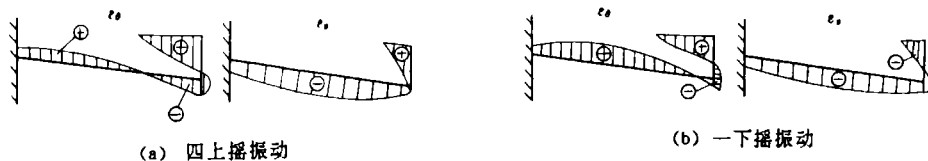


图 4 两种振型的交应变分布图(ϵ_θ 纬向(周向)交应变, ϵ_r 径向交应变)

交应变越小。齿圈上的径向交应变也大致是这样变化,但径向交应变较之纬(周)向交应变值为小。阻尼圈主要是利用周向滑动摩擦减振的。阻尼衬筒则既可利用周向滑动摩擦也可利用其

他方向的滑动摩擦减振。在此采用阻尼衬筒减振效果虽好些但增益不多,因齿圈上端以外的部位交应变不大,经向(与纬向垂直)的交应变也不大。而用阻尼衬筒重量大,复杂程度增加。故决定在齿轮上齿圈上端附近内缘加工环形槽,设计、加工了螺旋形阻尼圈。应用结果在减速器上所测大振动消减了 $2/3$ 。振动达到了较低水平。这表明在齿圈靠近上端装置阻尼圈对衰减摇型节径振动可获得良好的效果。

5 排除齿轮摇型共振的调频方法

前述减振方法虽可使齿轮两摇型共振有效地衰减以将减速器的振动降到很低水平。然而需增加阻尼装置(阻尼圈),不仅使齿轮重量略有增加,齿圈上因受阻尼圈的弹性力和离心力作用齿轮强度略有削弱,而且因阻尼圈与齿轮接触面摩擦,两者都易磨损,工作寿命降低。此外增加一个阻尼圈不但增加了生产的麻烦和成本,同时还增多了损伤和故障的机会。如果一旦阻尼圈因材料、加工、装配以及使用中磨损、腐蚀、振动等原因折断掉出,不但不能再起减振作用而且还可能引起其它严重事故。因而简便、适当的调频方法仍是解决齿轮共振的最好办法。

齿轮调频是对齿轮的形状、尺寸作一些修改以使齿轮将要发生的危险共振的固有频率按需要增大或减小以将齿轮的危险的共振转速移出到其工作转速范围以外一定距离,确保齿轮工作中不发生有危险的大共振。同时要防止在工作转速范围内出现新的有危险的大共振。并且不能对齿轮的静强度、静刚度有较大的削弱和重量的增大。

该中间齿轮的四上摇和一下摇节径型共振正好发生在齿轮工作转速的上、下边界附近。调频时必须将此两共振转速分别向工作转速上、下边界外移动一定距离。此外据分析该齿轮的二节径型前行波($f_1=2345\text{Hz}$)可能被中间轴上小齿轮的啮合力通过中间轴传到中间齿轮并激起共振。据经验一般低频的二节径共振往往是危险的。原齿轮此共振转速在下边界外一定距离,因此调频时应特别注意防止该齿轮的二节径型共振转速进入工作转速范围内。由此看来调频的要求是很高的,限制条件也是严的。已知的各种调频方法都不能满足该齿轮的调频要求,例如在辐板上不同半径处环形加厚对所调的频率影响不大;上齿圈上端环形加厚,结果却与要求适得其反;辐板内径与轴连接处下边圆角半径加大,要调的三种固有频率均有不同程度的增大,也不合要求;辐板与上齿圈连接处圆角半径加大,虽可使四上摇固有频率增大,一下摇固有频率降低,但其数值不大,而二节径固有频率却增大较多,也是不适宜的。

经研究我们提出了两种特殊的,有效的调频方法。第一种方法是

将齿轮轮毂与齿圈的连接位置向上移动,同时保持轮毂的锥角不变。连接点上移时,四上摇频率增大,一下摇频率减小,连接点上移越多,频率的这种变化越大。同时二节径频率也稍稍下降。这就完全可以满足这三种振型的调频要求,也对齿轮静强度、静刚度和重量没什么影响,不

失为一种很好的调频法。不足之处是齿圈与轴颈的轴向相对位置稍有变动,齿轮轴承位置可能要相应地移动。另一种方法是齿圈与齿轮轮毂的连接点上移时,保持齿圈与轴颈位置不变,因而

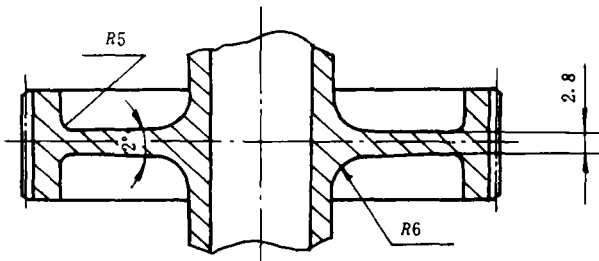


图 5 调频后的一种齿轮形状

轮毂的锥角改变。这样就克服了第一法的不足。若制成轮毂为平盘形的对称形状齿轮如图 5 所示。其四上摇固有频率可比原型齿轮的增大 13.2%, 共振转速提高 12.6%; 一下摇固有频率可下降 13%, 共振转速也下降 13%; 二节径固有频率可下调 2.3%, 共振转速则下降 4.9%。这样就完全将四上摇、一下摇和二节径三种振型的共振分别移到工作转速以外较远距离。此调频法同时将二下摇前行波共振转速由原来的 1760r/min 下调到 1530r/min, 三上摇前行波共振转速由原来的 1480r/min 上调到 1790r/min。这似乎会带来新的危险。但是原齿轮二下摇和三上摇两型共振就在工作转速下边界附近和工作范围内, 测试中均未发现有相应的大振动。调频后只是将此两振型的共振转速略有变动, 故此两振型仍将不会发生危险的大振动, 如果第二调频法将四上摇和一下摇共振转速移动的数值尚嫌不够的话还可以辅以其它调频法, 例如加大上齿圈与轮毂连接处圆角半径等。这种调频方法既可完全满足调频的要求又无任何其它不利影响, 故可认为是排除该中间齿轮共振及其引起的减速器大振动的最简便、有效的理想方法。

6 结 论

带齿圈的盘一环(壳)(非平板圆形)齿轮具有一种摇型节径振动。其振型特点是齿圈部既有径向又有轴向振动。其振型特点是齿圈部既有径向又有轴向振动, 径向振幅相对较大。齿轮发生此种振型行波共振时, 交变的啮合激振力与振动交替促大, 会很快建立起大共振。故齿轮这类共振比之其它模态的共振更为危险。齿轮设计时应特别注意避免在工作范围内发生摇型节径类型共振。在靠近齿圈最边端内缘装置阻尼圈对衰减其摇型节径类型共振有良好的效果。文中介绍的两种调频法, 比如将齿轮改为上、下对称结构就是一种效果显著又无任何不利影响的一种很好的调频法。

参 考 文 献

- 1 某型机轴台试验分析报告(I)、(II)、(N). 航空航天部, 1987
- 2 邱士均. 齿轮振动的半解析解及其和实验的比较. 航空圆柱齿轮研究报告之三, 1989
- 3 晏丽堂, 李其汉. 盘形锥齿轮的振动特性分析. 航空动力学报, 1988, 3(3)
- 4 Drago R J, Brown F W. The Analytical and Experimental Evolution of Resonant Response in High Speed Light Weight High Load Gearing. ASME Paper 80-C2/DET-22, 1980

the area ratio. Other parameters have little effect on it. The results provide the basis for testing and transonic calculation of the axisymmetric convergent-divergent nozzle.

ELIMINATION OF OVERTEMPERATURE IN TURBOJET

Shang Yi, Zhang Baoan, Chen Xiaoxing

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT This paper analyzes the reasons of the overtemperature in a turbojet and provides the available measures to eliminate it, such as the strict requirements for the engine overhaul at the repair factory and the reasonable engine adjustment in the field maintenance. It is essential for the field maintenance to adjust properly the relationship between the turbine pressure ratio and the exhaust nozzle area, so that the turbine gas temperature comes down without afterburning temperature drop. In this way, the influence of the above problem on the operational performance of the engine can be minimized on condition that the engine reliability is guaranteed.

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF TWO NEW VIBRATION MODES OF THE DISK-SHELL SHAPED GEAR

Yan Litang and Qiu Shijung

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

Gao Xiangqun

(*Nanhua Power Plant Research Institute*)

ABSTRACT Two new vibration modes of the disk-shell shaped big medium gears placed on the three separate medium shafts of a turboprop engine have been found. They have the same nodal diameters as the conventional ones but their frequencies are higher. The tooth ring vibrates both radially and axially and has greater deflection than the gear hub. The resonance of these two new nodal diameter modes is much more dangerous than that of the conventional nodal diameter modes. Moreover they occur just nearly at the upper and lower bounds of the gear operating speed range. A special detuning method is developed for removing the resonance of these two new modes out of the upper and lower bounds respectively and the effectiveness of the damping rings in this case has been researched. The vibration responses measured on the reductor casing have been then reduced to a quite low level after the damping rings were applied to the three big medium gears.

CALCULATION OF FLASH TEMPERATURE ON TOOTH SURFACE OF INTERNAL HELICAL GEARS

Fang Zongde, Chen Guoding, Shen Yunwen

(*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT An accurate calculating approach for flash temperature of internal helical gears is presented. Firstly, the load distribution on tooth surface is obtained by using 3-D finite element method and loaded tooth contact analysis technique. Then, the relative velocities and curvature radii