

国际齿轮装置与传动会议论文选

洛阳矿山机械研究所等编译

机械工业出版社

前 言

根据毛主席的教导：“自力更生为主，争取外援为辅，破除迷信，独立自主地干工业、干农业、干技术革命和文化革命，打倒奴隶思想，埋葬教条主义，认真学习外国的好经验，也一定研究外国的坏经验——引以为戒，这就是我们的路线。”为了了解国际齿轮传动的现状及其发展水平，并为我国齿轮制造业的生产与科研工作提供一份参考资料，我们编译了这部文选。

该文选编译自1972年的《美国机械工程师协会机构学会和国际齿轮装置、传动会议论文集》第一、二卷。

这部文选的内容包括齿轮的设计、制造、理论研究和实验分析等43篇文章，归纳为三个部分。第一部分侧重于各种型式齿轮传动的设计计算、制造方法、使用以及新型传动型式的介绍；第二部分侧重于轮齿的应力分析、轮齿破坏机理、耐久性、动态特性、运动分析等方面；第三部分侧重于齿轮的磨损、振动、效率、润滑、冷却的理论分析、试验研究等内容。

“……学习有两种态度。一种是教条主义的态度，不管我国情况，适用的和不适用的，一起搬来。这种态度不好。另一种态度，学习的时候用脑筋想一下，学那些和我国情况相适合的东西，即吸取对我们有益的经验，我们需要的是这样一种态度。”该文选中的论文有一定的参考价值，但有的也带有资本主义广告色彩，希读者注意鉴别。

该文选由洛阳矿山机械研究所负责组织、整理和编辑加工，由太原工学院朱景梓同志负责译文总校。在这部文选的编译过程中得到了有关单位的大力支持，在此表示感谢。

限于编译者水平，错误在所难免，恳请读者指正。

目 录

第 一 部 分

特大型齿轮的设计、制造和应用	1
平行轴齿轮装置的最佳设计	11
高速齿轮传动破坏的统计研究——减少破坏的可能性	24
大型船用减速器齿轮承载能力的提高	35
平面齿的双曲线锥齿轮的运动学和计算	48
关于切削内齿轮滚刀的研究	59
直齿轮的制造和检验	73
制造非圆齿轮的方法	80
轧钢机齿轮传动的先进技术	88
行星轮系的均载	99
章动传动——一种高传动比的动力传动装置	109
偏心齿轮传动	116
完全平衡、没有振动的直线往复运动与旋转运动互相转换的齿轮装置的理论试验	129

第 二 部 分

动力传动齿轮的点蚀(麻点)现象	150
直齿圆柱齿轮在赫兹应力超过剥落极限时的表面耐久性	162
重载齿轮的齿面温度和抗胶合强度	187
齿廓修形和润滑油粘度对斜齿轮胶合的影响	196
用工具校验法计算外直齿轮和斜齿轮的强度及耐久性的几何系数	208
分析齿根应力的新方法	228
根据破坏概率来决定轮齿许用应力	242
圆弧齿轮轮齿上的弯曲力矩分布	260
标准齿轮轮齿上精确的应力分布与几何因素	270
在各种负荷条件下表面硬化直齿轮轮齿的弯曲疲劳破坏机理	277
实际齿根应变的测量和齿根半径对应力与齿根强度的影响	288
在应变下直齿圆柱齿轮轮齿的应力和变形的估定	301
重载直齿轮的动态特性	313
交错轴齿轮传动中第二次作用的研究	327
齿轮齿廓的设计分析	339

第 三 部 分

齿轮磨损的测定	348
---------	-----

齿轮啮合摩擦损失的测量	353
齿轮的跨学科的润滑理论 (特别强调擦伤破坏形式)	362
渐开线齿轮的弹性流体动力学润滑	393
在工业齿轮润滑剂方面现在和将来的发展趋势	406
渐开线齿轮传动的瞬时效率和摩擦系数	415
轮齿的冲离冷却	427
在中心距 20 吋的台架试验中进行润滑在齿轮失效中的作用的研究	448
直升飞机行星传动中齿圈噪音和振动的降低	456
关于圆柱直齿轮齿面瞬时温度的研究	470
直齿轮齿面温度的理论和试验结果的分析比较	482
研究齿轮传动的动力学、效率和润滑的综合行星齿轮试验台	500
有限单元法在齿轮轮齿应力分析中的应用	512
轮齿动应力、变形和断裂的计算机模拟	527
107 吋望远镜消除侧隙的直齿轮传动系统的分析与模拟	537

第一部分

特大型齿轮的设计、制造和应用

D. C. D. COOPE (英国)

内 容 提 要

本文叙述了用于生产达到 40 呎直径的齿轮的设计和制造方法等方面的内容,以及扼要的讨论这种齿轮装置在磨矿机、窑和炼钢转炉等传动装置上的应用。举例说明了数字计算机在大型齿轮的结构分析、成本估算和工作图制作上的应用。

一、序 言

近年来,对加工工厂设备需要增加产量的要求已导致了特大型传动部分的设计和制造的需要。这是由于大量低含量矿床的发现、应用象水泥制造业那样工序规模的经济性和较大型吹氧炼钢转炉的采用所引起的。在最近十年中,在齿轮切削机床的尺寸方面有了稳步的增加,而最近增加到切削40呎直径的齿轮已由戴维-布朗(David Brown)公司设计制造并于1968年在它的萨尔伐德(Salford)齿轮厂制造出来。

应当注意,在本文中所叙述的方法已由某些 38 $\frac{1}{2}$ 呎直径的齿轮制造和运转使用中 所积累的经验所证实。

二、设 计

像任何齿轮一样,设计过程实质上是一个获得需要的轮齿耐久性和强度,而使得构件尺寸及加工成本达到最佳化的过程。在本文中所描述的大齿轮是由合金铸钢制造的,并由表面淬火的锻钢小齿轮所驱动。随着齿轮尺寸的增大和无疑地采用大型齿圈,总成本的主要部分是用于齿圈铸件的制造上。因此人们的大量努力集中到选择既有足够强度和刚度,同时铸件重量又最小的那种齿轮的几何形状。

三、轮齿的几何形状

对于大型磨矿机上用的单斜齿轮,通常习惯于用具有重合系数大于 1 的有螺旋角的轮齿。这样,就能在压力角和任一瞬时与小齿轮啮合的那些轮齿的最小接触线长度两者之间得以权衡。

显然,为了达到一定要求的轮齿特点的选择,可由轮齿节距、螺旋角和齿宽所组成的许多方案来实现。因而,为了既能迅速地改换意见又能获得最佳齿轮的比例关系,使用数字计算机程序来计算功率能力的额定值是很必要的。用指定的传动比、节距、压力角和节圆直径等对齿轮的要求,为了计算所采用的最佳齿宽数值有许多组合方案可以研究。根据这个程序

的一个输出实例在表 1 中示出。

表 1 工作鉴定：螺旋齿圈定额例题（由定额计算机程序输出）

通用三程序的输入数据					
额定规格计算机					
输出型式 未知					
固定中心型		输入转速	27.0000	材料配合	38
传动比要求	0.0000	小齿轮轮齿要求	31	大齿轮轮齿要求	140
中心距	86.400	法向径节	1.0000	齿宽	23.0000
法向压力角	20	螺旋角要求	08 30	小齿轮齿顶	0.0000
大齿轮齿顶	0.0000	级数	1	小齿轮寿命小时	26000
大齿轮寿命小时	26000	小齿轮形成方式	滚切	大齿轮形成方式	滚切
计算输出					
标准中心距齿轮明细					
中心距	86.400	法向径节	1.0000	参考直径的螺旋角	8 16 30
小齿轮齿数	31	大齿轮齿数	140	参考直径的压力角	20 00
小齿轮啮合节圆直径	31.3263	大齿轮啮合节圆直径	141.4736	啮合法向压力角	20 00
小齿轮外圆直径	33.9563	大齿轮外圆直径	142.8436	齿宽	23.0000
重合系数	1.6802	重叠比	1.0539	最小接触线长	38.1960
小齿轮自参考直径齿高	1.3149	大齿轮自参考直径齿高	0.6840	中心距移距	0.0000
对小齿轮齿顶的修正	0.3150	对大齿轮齿顶的修正	0.3150	节线速度呎/分	271.4324
小齿轮每分钟转速	27.0000	大齿轮转速	5.9785		
实际传动比	4.5161	侧向间隙	0.0400		
没有超出自推荐轮齿齿型的偏差——轮齿的几何形状是满意的					
AGMA 211.02 + 221.02 额定值					
小齿轮耐用功率, 马力	1200.9	小齿轮材料 En19		TH50	
小齿轮强度功率, 马力	1511.4				
大齿轮耐用功率, 马力	881.2	大齿轮材料 En60		CSTL	
大齿轮强度功率, 马力	1258.8				
最大额定功率, 马力	881.2	对于最大额定的 LLOYD 系数 K	223		
AGMA 轮齿强度					
接触应力 (SC) 小齿轮	94306.	许用应力 (SAC)	109000.		
大齿轮	94306.	(SAC)	93000.		
齿根弯曲应力 (ST) 小齿轮	16907.	许用应力 (SAT)	29000.		
大齿轮	17920.	(SAT)	25600.		
AGMA 应用的系数					
耐用		强度			
动负荷系数 (曲线 2) CV	0.9163	动负荷系数 (曲线 2) KV	0.9163		
负荷分布系数 CM	1.8623	负荷分布系数 KM	1.7000		
尺寸系数 CS	1.0000	尺寸系数 KS	1.0000		
表面状态系数 CF	1.0000	应力集中系数 KF 小齿轮	1.5396		
硬度比 CH	1.0100	大齿轮	1.5704		
温度系数 CT	1.0000	温度系数 KT	1.0000		
几何系数 I	0.2202	几何系数 J 小齿轮	0.6197		
寿命系数 CL 小齿轮	1.0000	大齿轮	0.5846		
大齿轮	1.0040	寿命系数 KL 小齿轮	1.0000		
		大齿轮	1.0000		
内切的抛物线尺寸 (对于径节 = 1)					
小齿轮		大齿轮			
(H) = 1.8141		1.7585			
(T) = 2.0847		2.1150			
(X) = 0.5989		0.6359			

四、系统的设计

用于设计方案估算阶段的一个更广泛的计算机程序已被制订出来。这个程序能够供使用者用以研究所装配的齿轮部件和动力装置的多种途径以达到一个完整的传动系统，和以最低的总成本满足规定设计要求的系统的最佳方案。一个典型的应用便是对于磨矿机传动装置选定可能的驱动形式，或者由一个低速电动机直接驱动小齿轮和大齿圈，或者由高速电动机通过一个中间减速齿轮箱驱动小齿轮和大齿圈。这里，计算机贮存了一定范围的电动机功率和标准系列减速器的功率、速度和价格，并能够选择齿圈和小齿轮的比例和计算齿圈和小齿轮的负荷能力。通过给定磨矿机的功率、速度和法兰直径这个程序能检定最适宜的系统，并在打印出被选择的构件的计算细目之后，继续打印出铸件和锻件的详细重量和每道工序的成本，直到获得相当的总成本。

在上述的方法中，可以为磨矿机设计者提供一个最适宜的传动装置的快速评价。

五、结构分析

如前所述，大齿轮总成本的很大一部分在于铸件成本。因此，很大的努力曾用于分析支承轮齿的齿轮结构形状。通过在分析这个结构内的总负荷及应力分布问题时应用的有限单元法^{〔1〕、〔2〕}，所做的很大改进，不仅保证使它的应力等级在材料的疲劳极限内，而且还消除了结构中应力很小或无应力以及不起加强作用的多余材料。

在这样的分析中，齿圈和与它相连接的磨矿机的法兰盘可以想象地简化为若干个梁和板形构件，如图1所示。用前述的有限单元法，这种理想化作为一个高度重复的结构来分析。

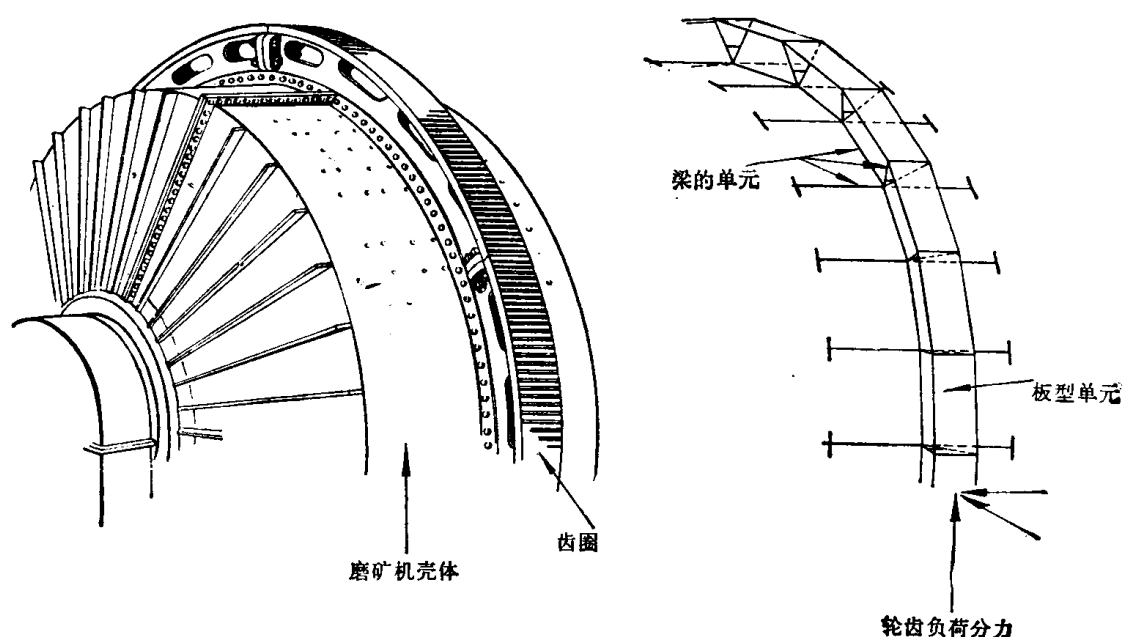


图1 安装在34呎×14呎磨矿机的大齿圈示出了用于有限单元法分析的齿圈和磨矿机壳体的理想化

应注意在这个例中，理想化的齿圈和磨矿机法兰被连到表示法兰盘与磨矿机端壁之间的磨矿机壳体稳定性的纵向构件上。在此方法中，加到小齿轮轮齿的负载能以类似于一般使用中的方式传到磨矿机上。从齿轮和磨矿机的尺寸和截面特征来看，规定各个构件的刚度、构件之间的关系，至于负荷和变形可以通过线性联立方程来求解。全部齿轮结构的负荷和位移是通过解这些用于在数字计算机中的有限单元程序的方程来获得^[3]。

负荷和应力分布的典型结果如图2所示，它是关于在轮齿负荷轴向分力的作用下通过齿圈一个截面的情况。在齿轮结构的某些点上不利的几何形状与负荷存在相结合的地方是精选的，并且在这些地方的应力等级不是直接由计算机的输出所提供的，而是应用详细的应力分析方法将负荷转换成应力的。当磨矿机在任一点转动时，这个应力等级是波动的而平均与交变应力分量值的评定是可以计算出来的。

抗疲劳破坏的储备量可以通过将应力分力与由适当的古德曼（Goodman）线图给出的疲劳极限相比较来估算。图3中所示的例，指出了相当大的抗疲劳破坏储备量，为这些情况中所见到的，齿轮尺寸是由最大容许变形所确定，而不是由应力所确定。在这个例中所采用的理想化的程度用于设计目的是适合的，但成本较高，可以采用一个排除了上述方法中的所涉及到的许多详细应力分析必要的完善理想化方案。

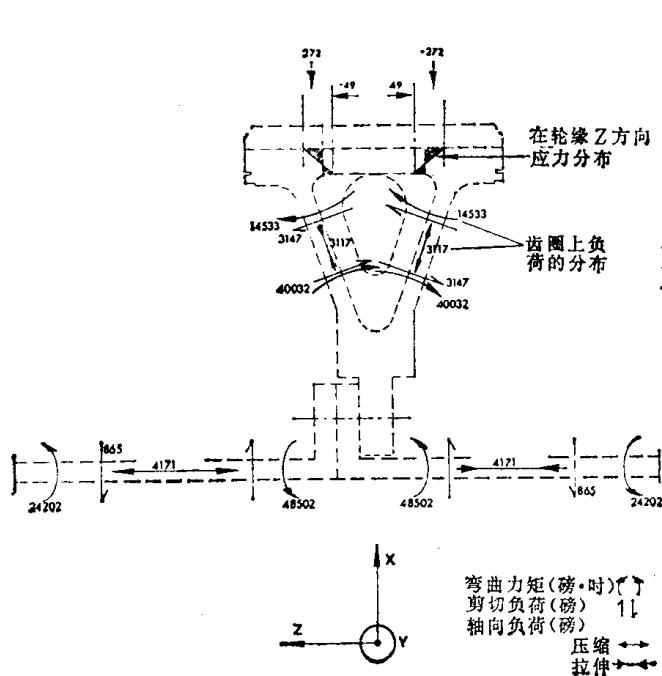


图2 表示在齿轮和磨矿机壳体典型截面上的负荷和应力分布的结构分析结果

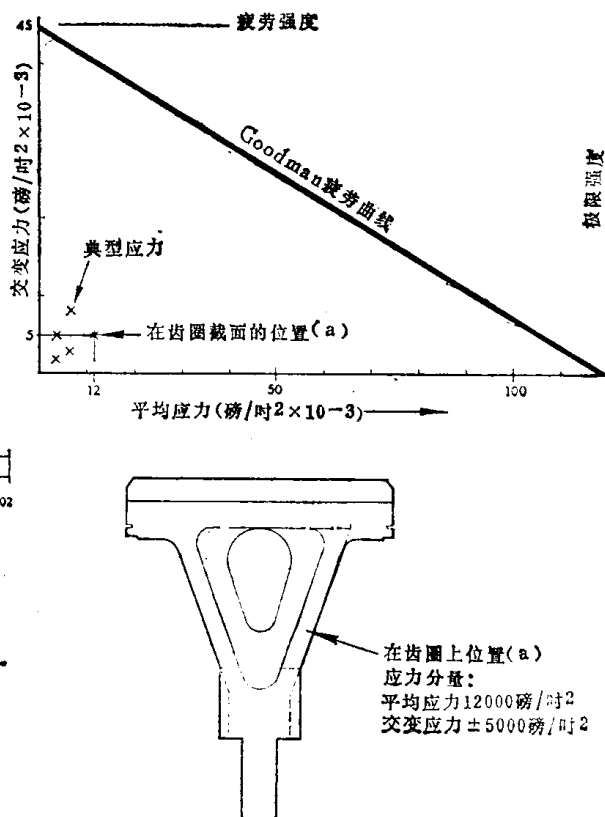


图3 对于铸钢齿圈的古德曼（Goodman）疲劳图

六、工作图的制作

应用上述的理论方法，大型齿轮的设计可以满足在工作中所遇到的负荷范围。为了利用

从大型齿轮结构的分析中得到的数据,并使数字计算机作为设计工具而导出逻辑结论。已经发展到进一步详细设计阶段用的程序。这个便利条件得到关于在估算过程中已经选择了的轮齿几何形状的数据,并且承认所叙述的结构分析,用曲线描绘器由计算机绘制出齿圈的工作图。

由计算机绘制的工作图可在 30 分钟制成,并可以很快地提供给委托人及征求其意见。此外,还为铸造木模车间和生产部门复制出同样的图纸,作为生产部门提前作计划的考虑。俾在生产通知书发出后的短时间内接着进行生产。

七、制 造

大多数大齿轮,无论是齿轮还是齿圈都是分成若干段制造。最大齿圈的毛坯重量约为 100 吨,为了容易装卸和运输以及为了保证它们在铸造车间能力限度内,必须做成多段的结构。

在载维——布郎公司使用的兰杜波森 (Randupson) 法 (水泥/砂) 制造的齿圈是一种空气淬硬的合金钢铸件 (抗拉强度极限 123000 磅/吋^2), 其机械性能类似于 ASTM A148-50T, 120-95 级。铸件的延长部分是铸在齿轮的那些扇形块上的,并在热处理完成后取掉,以便进行必要的物理和机械试验。裂纹检查试验是在铸造车间在铸造结构内的圆角上进行的,以及在最后加工轮齿的轮缘上某些面积上进行超声波试验。然后,继续在粗加工以后进行 100% 齿圈的超声波检验。

在铸件送交到机加工车间时,每个齿轮段的接合面都要在大型落地式镗床上加工如图 4 所示。在这道工序中,加工出了用于连接结合面的螺钉孔。

连接好的齿轮放在镗铣床上,用以车削各端面与直径,其中最大的镗铣床的加工能力是 40 呎,如图 5 所示。

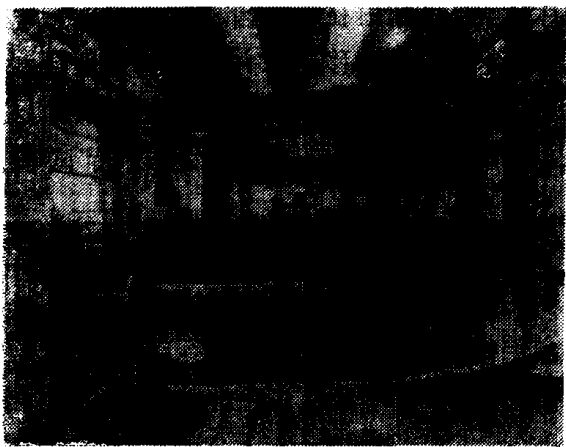


图 4 分段齿轮的接合面在大型落地镗床上的加工



图 5 法向模数 50, 齿数 200, 齿宽 36 吋的单斜齿轮在 40 呎镗铣床上加工

这时,齿圈毛坯在适当的几个部位用千分表标示着毛坯摆动的读数,该读数在精车之后作出记录,作为以后的参考。这能保证在齿圈切齿时将齿圈装到磨矿机壳体的最后总装时,所达到的装配的一致性,这点将在后面介绍。

齿圈的轮齿是用镶片滚刀 (图 7) 在滚齿工序中切削的 (图 6)。滚刀的设计与制造是在同一个公司进行的。



图6 法向径节=1, 齿数452, 齿宽27吋的单斜齿轮在40呎滚、车组合机床上加工

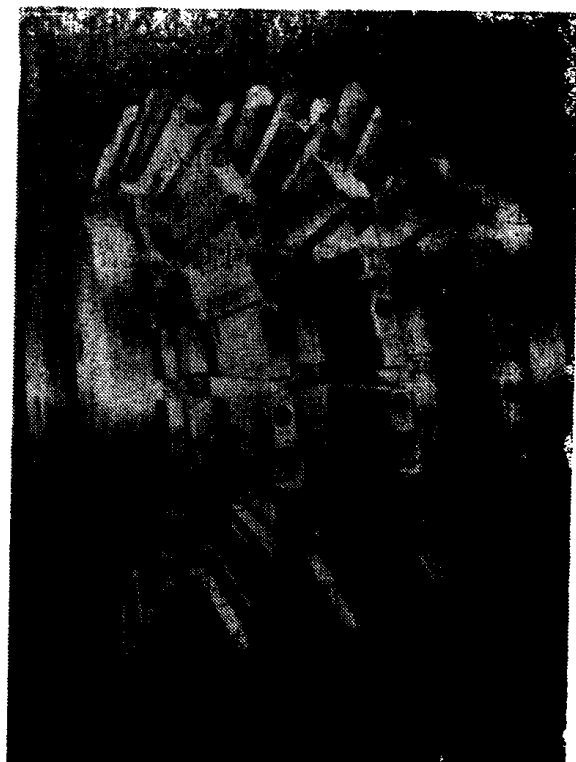


图7 径节=1, 压力角25°的组合滚刀

八、表面淬火的小齿轮

小齿轮轮齿是经滚齿加工和表面淬火的, 采用感应淬火和渗碳与表面淬火二种工艺方法。感应淬火工艺^[4](图8)是在一个自动控制机床上, 通过利用在轮齿齿槽整个齿廓上电磁感应的局部加热来实现的。其转变温度是通过将感应器沿着齿槽移动, 并同时将这区域浸入油中来实现的。由于感应器沿着齿槽前进, 这个被加热的区域也就被淬成一硬化的表面层。

在小齿轮淬硬之前, 先在一个与实际小齿轮齿形相同的扇形体的模型齿上进行试验。这样, 正确加热模型和表面淬火的梯度, 可以通过将该扇形体的齿切片并浸酸腐蚀做金相微观检验来实现。一个径节为1的感应淬火齿的典型截面如图10所示。

表面淬火之后, 将小齿轮进行回火, 以减轻在淬火过程中形成的残余应力。最后, 要对每个齿进行表面硬度的验证, 并进行染色——裂纹探测——检验。在图9上指出了在轮齿齿廓表面不同点上的典型硬度曲线。

用这种方法淬硬的齿轮和渗碳淬火的轮齿一样, 它们的硬度具有从它一齿侧面齿顶向下到齿根区域再向上到相邻齿侧面的淬硬的连续性。在这个淬火的表面内, 有一高量级的残余



图8 径节=1, 齿数25, 齿宽34吋的直齿小齿轮安装在感应淬火机床上(为了表示感应器装置, 在图中将淬火高度降低了)

压应力，当它附加到已获得的硬度时，能使许用应力的高值用于额定计算中。用这种操作工艺，变形可保持到最小，淬硬小齿轮的典型节距曲线由图 10 给出。

水泥窑上的大齿轮与前面所述的情况相似，它是由渗碳、淬火和磨齿的小齿轮驱动的，如图 12 所示。

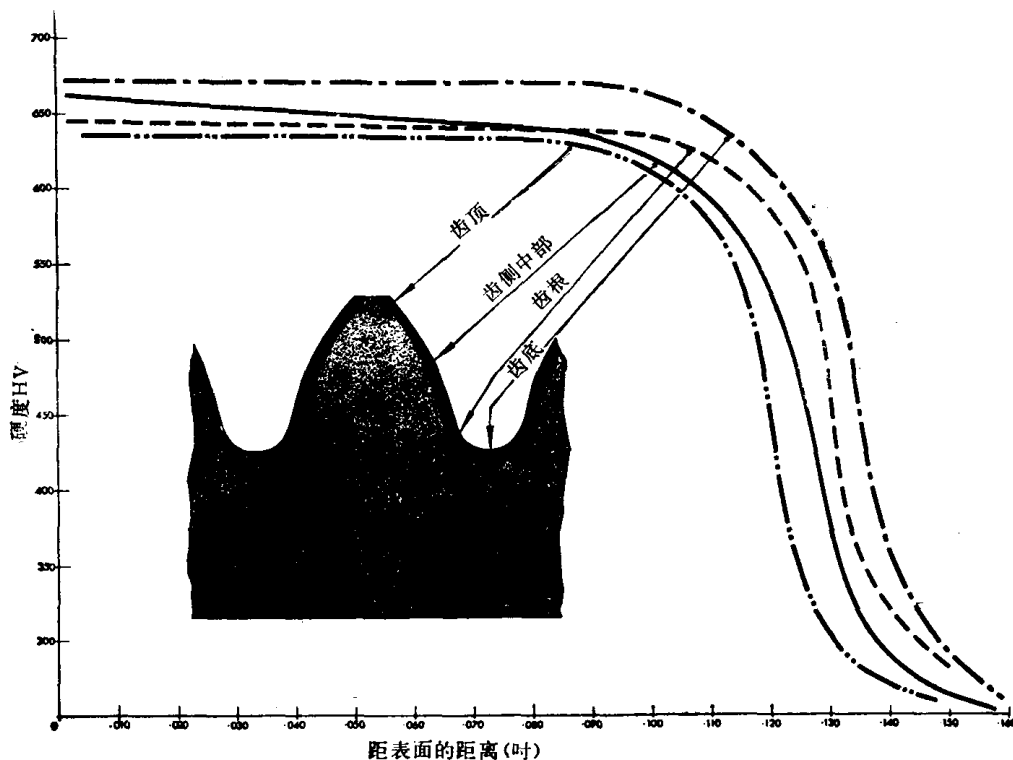


图 9 表示表面层硬度曲线的经感应淬火的个径节的轮齿截面

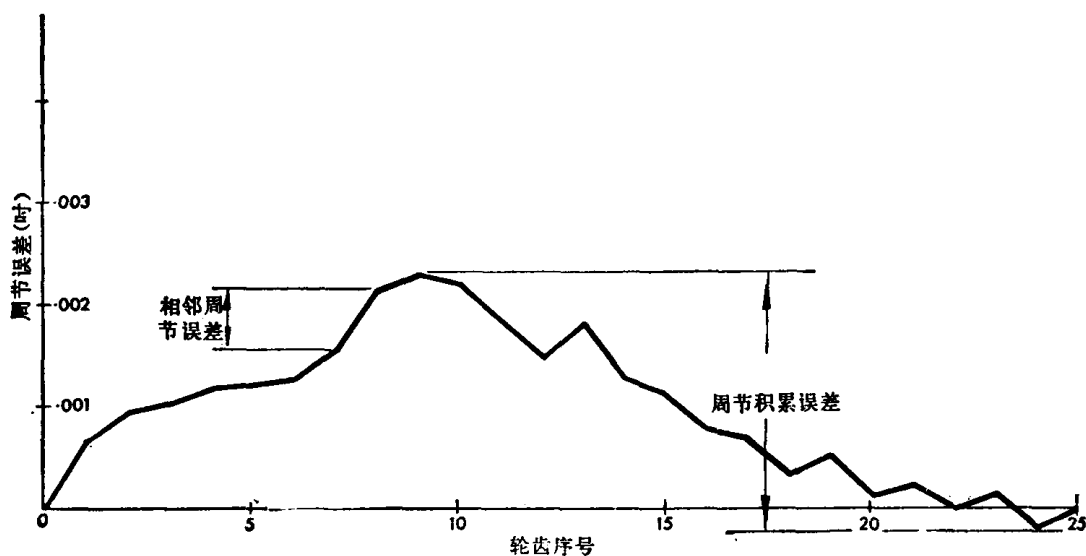


图10 径节 = 1 的感应淬火齿轮的周节曲线图

AGMA 8 级相邻周节误差 = 0.0018 吋

英国标准 436—1967 8 级:

相邻周节误差 = 0.0023 吋

周节积累误差 = 0.0065 吋

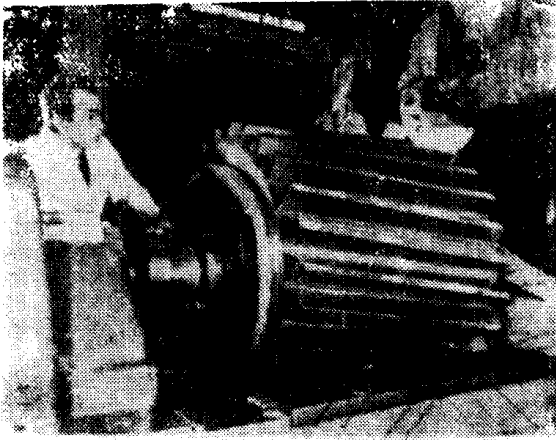


图11 法向模数30，齿数27，齿宽32吋的渗碳淬火单斜小齿轮在进行磨齿工序

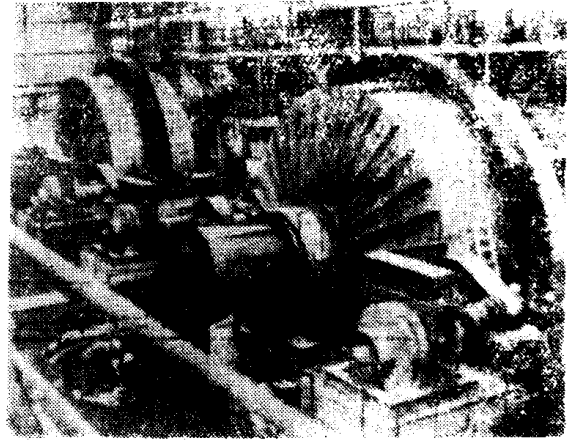


图12 由两个感应淬火齿轮和单级减速斜齿轮初级减速器驱动的 $38\frac{1}{2}$ 呎直径的单斜齿圈安装在一个大型的自磨磨机上

九、应 用

由滚齿法生产的最大型齿轮已用于北美洲的自磨磨矿机的驱动装置上（图 12）。整个这类系统都是用两个末级减速小齿轮驱动大齿轮齿圈，和在大多数设备中，高速感应电动机及初级齿轮减速器用以产生约180转/分的末级小齿轮转速，而磨矿机的转速约为 10转/分。然而，在某些工厂中，用两个低速同步电动机通过中间轴和挠性联轴器直接驱动终端减速小齿轮。在后一种情况中，累积的节距精度对于保证在每个小齿轮上较小的定相误差和使电机功率波动降低到最小值尤为重要。这些要求已在这些齿数接近 450，径节为 1 和容许的周节积累误差低于 0.02 吋以及按照 AGMA8 级相邻周节精度的齿轮中只能用滚齿法才能以满足。

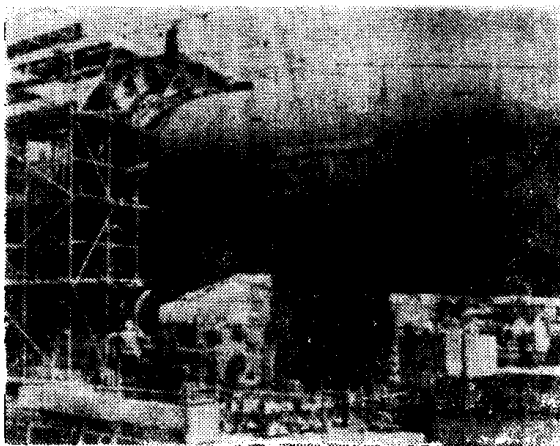


图13 由两个渗碳，表面淬火后，磨削的小齿轮驱动的带切向板装置的大齿圈安装在水泥窑上



图14 吹氧炼钢转炉齿轮箱的末级减速齿轮

大齿轮在较低速时可用作水泥窑上的齿圈，其转速约为 0.5 转/分。由于窑具有大的热膨胀，通常是将齿圈安装在许多切向板上，用销子连接到齿圈上、并用铆钉连接或焊接到窑的壳体上。用这种方法（图 13）安装的齿圈是由用前述的和图 11 所示的方法制造的小齿轮来驱动的。

大型齿轮构件的进一步应用是驱动 300 吨吹氧炼钢转炉的轴装式齿轮减速器。这里齿轮的外径是 17 呎，齿宽 30 吋，3/4 径节的大齿轮是作为单件或两段铸件制造的，典型的例子如图 14 所示。这些齿轮是安装在转炉枢轴的延长部分上的，并由初级减速齿轮箱的几个表面淬火小齿轮驱动的。

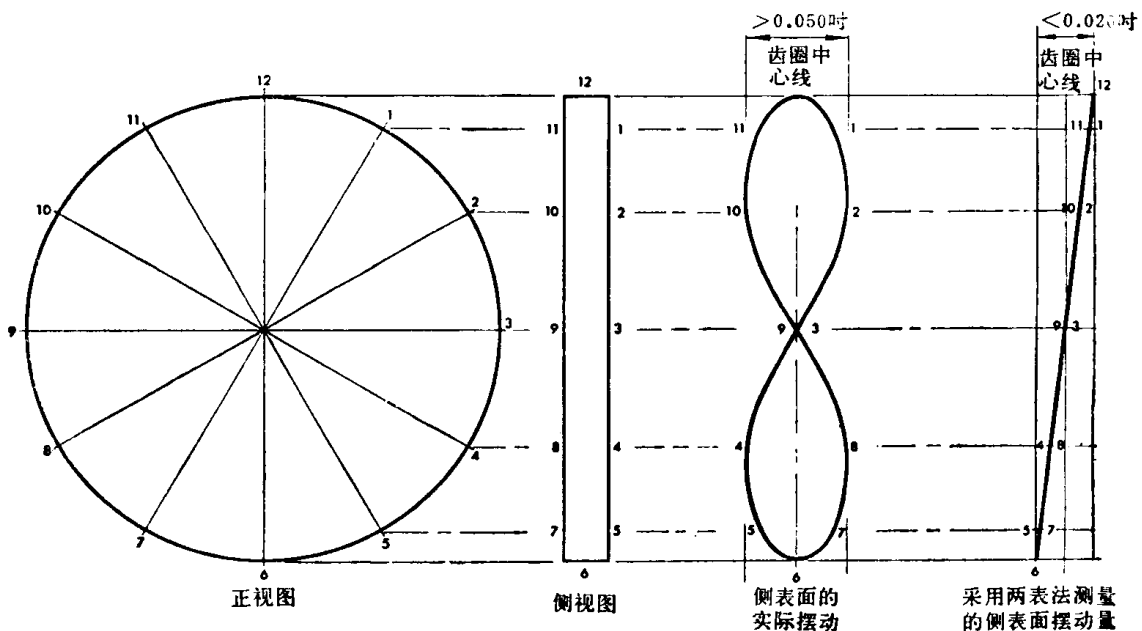
十、现场总装

大齿轮在现场装到总体上的过程中，特别是在齿圈装到磨矿机上时，经受着特殊的问题。当齿圈的直径接近 40 呎时，齿圈截面的弯曲和扭转刚度不是按照直径增加的比例增加的。

为了将轮齿节圆柱正确安装在磨矿机的位置上，在齿轮切削机床上记下轮缘摆动偏差，其读数必须用作为在磨矿机安装作业中的一个数字依据。而磨矿机壳体本身是以四个组成部分制造的，在最后的总装时，在磨矿机法兰盘的两个接头的错位配合可导致在法兰平面相隔 180° 处产生两个小台阶。

当齿圈用螺钉连接到法兰盘上时，该齿圈可能变形超出平面，如图 15 所示，如一般地采用补偿磨矿机浮动的两只千分表方法时，那么，每对读数的差可能对轮缘表面的摆动偏差给出一个不真实的指示。当最大的表面摆动看来是在所推荐的范围内，在用更直接的方法时，就可能得不到证实。这种更直接的方法如：根据齿圈轮缘表面的读数和减去同时在磨矿机壳体加工部分测量的磨矿机浮动量的方法。

满意的轮齿接触曲线的确定必须（在任何时候）依照齿圈定位的方法。



齿圈
图15 使用两表法时，齿轮表面摆动量的误差结果示意图

十一、结 论

本文的目的在于叙述表面淬火小齿轮和直径大到 40 呎的大齿轮的生产技术。

采用在确定这种大齿轮结构完整的程序已经表明包括应用结构分析的先进方法。数字计算机已广泛地应用于估算和制图程序中。

现在已经能够成功地制造和使用精度达到要求的大型齿轮元件，其精度系由前述的选择和设计方法以及讨论过的应用场合所确定。

最后应指出，在对准大齿圈时，用于记录和计算摆动量误差的某些常规的法则容易产生错误，如果应用这种法则，最好的结果是造成在安装时耽误相当多的时间，最坏的结果是造成对于齿轮运转工作的损坏

参 考 文 献

- [1] Zienkiewicz, O. C., and Cheung, Y. K., "The Finite Element Method of Analysis of Elastic Isotropic and Autotropic Slabs," Proceedings of the Institute of Civil Engineers, London, 1968.
- [2] Zienkiewicz, O. C., and Holister, G. S., Stress Analysis, Wiley, New York, 1965.
- [3] Myers, E. J., "Computer Program for Stress Analysis of Three Dimensional Structures," Unpublished Work, David Brown Gear Industries Ltd., 1968.
- [4] Chesters, W. T., "Surface Hardening of Large Gears," Journal of Iron and Steel Institute, Vol. 208, Nov. 1970, PP. 985~986.

林子光 译 方子重 校 孙可宗 复校

平行轴齿轮装置的最佳设计

H. O. KRON (美国)

内 容 提 要

最佳的齿轮设计是一系列工程上的综合。这些综合都由具有性能、可靠性和成本等这些根本性因素所组成。一方面有从各种分析和工程经验中取得的齿轮设计的建议，另一方面也考虑到有在实际制造方面所受到的限制以及成本等因素。设计者熟悉这两方面现实问题作为他的指引，他就能更好地确定他是处于一个能将一组齿轮在最佳化方面设计到什么程度，以及这些改变——与未经最佳设计的装置相比较——使他付出多少代价。

齿轮设计者都希望能使他的齿轮装置获得最佳的设计。按照字典来说“Optimum”一字的意思是“最佳的”就是最好或者最有利的程度、数量和数字的意思，而这一点也正是设计者们所想要取得的；亦即对于所付代价来说，所设计的齿轮装置是最好的或是最有利的。

所以成本问题成为试图达到最佳设计的关键性根本因素，这一点对不论是指定作为商用低速减速器或者精密高速透平传动齿轮之用，都是适用的。一个工程师被通知为其用途设计尽可能最佳的传动装置而不加考虑成本情况是不太常有的。

因此，最佳设计要做一系列工程上的综合。一方面它们涉及物理或者几何特性，包括噪音及振动特性，而另一方面又包含着得到这些特性的成本因素。

设计者在试图分析一套齿轮装置时往往参考一些需要的技术数据——书籍，文献，工业标准来进行计算各种几何因素。但要取得现实的成本因素却是另外一回事。这样的成本数据只能从制造厂生产齿轮的实际经验中推算出来。

在数年的一个阶段中，费城 (Philadelphia) 齿轮公司编辑了一套有关齿轮各个制造阶段的详细成本分析资料，包括各种齿轮合金的成本，设备成本，生产成本（其中有工人的劳动，装工具时间，锻造和机械加工的成本），热处理和精加工成本，以及检验和装卸运输等费用。利用计算机现已能使我们将这些数字分开来成为一类齿轮和另一类齿轮根据两个重要因素中的相对成本因素来比较：材料以及硬度特点——及其精密度或质量。

当设计者依据这些相对成本因素时，在劳动力、材料和设备等的费用有任何变动时，它将很少影响整个成本概念。加之，相对成本因素能使设计者在对一套齿轮装置进行最佳设计时作出很快的调整。例如，他可以看到感应淬火齿轮在 AGMA 质量级别中从 10 提高到 14 时其相对成本由 1.62 增加到 2.15，或者是说在相对成本中有了 32% 的增长。但是，在有关质量对于振动传递的其它一些图表的帮助下，设计者便会注意到上述这种变动将会有效地使振动减小。

是否应该决定增加成本来换取振动的降低，总的来说，这决定于设计人员。不过成本的一些数据足够协助他作出适宜的判断，何者为有希望的最佳设计，它可以导致按其代价来说，可能取得的最完善的工作性能。

一、齿轮几何学的最佳设计

设计者在能运用成本因素之前，应该了解齿轮几何学究竟是怎样一个概念。关于齿轮设计的程序方面可以从多方面很便利地取得资料，而且，有些制造厂利用计算机方式确定齿轮的几何尺寸和额定系数（图1至图2），并且他们生产出了为卷带控制机床上用及磨齿用的冲孔带（图3）。

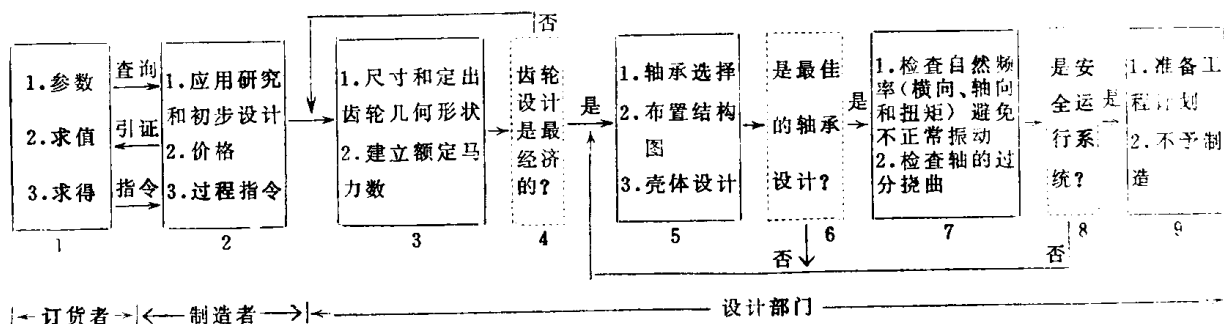


图1 一套新的齿轮装置设计，通过费城齿轮制造公司计算机的程序辅助，确定齿轮的大小、建立几何系数、计算额定马力值，并能选择轴承和轴的系数



图2 计算机中心对于要取得多种多样关于齿轮型式，材料及热处理的成本资料都是很方便的，此种资料是编制成本、比较设计图表的根据

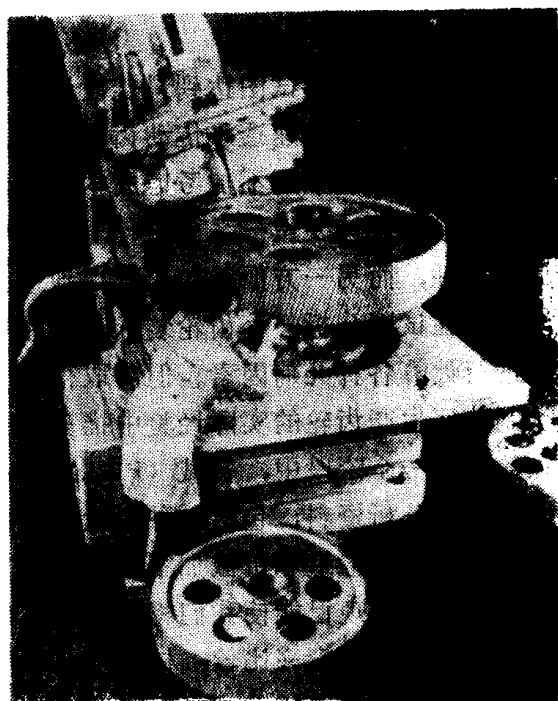


图3 这是卷带 (Tape) 控制的磨床在变换计算机齿轮几何系数使之形成精密的齿形，冲孔带又可算出研磨需要的时间，连同其它制造方面的资料在一起，便能得出正确的成本因数值

但是仅仅综合这种设计的程序往往不能使之成为有效的实际使用。设计者一般应当懂得在某一特殊的应用，比如说取较大的或较小的压力角，或者较大的或较小的螺旋角等等。因此我们编制成一系列的设计参考书，这些设计从要求一组齿轮能达到其最大功率能量或最小噪音及振动特征这个角度出发，它们是能够应用于直齿轮，斜齿轮和人字齿轮的装置上的。

(一) 斜齿轮与直齿轮的比较

设计者最初必须在斜齿轮或直齿轮装置之间选择其一。由于螺旋角的关系，斜齿轮有一个比同等直齿轮较大的有效齿宽——一直大到 75%。

由于齿轮的额定马力值是与它的有效齿宽成比例的，所以有效齿宽便是计算一个齿轮承载能力大小的量度。换言之，斜齿轮的传动能力比同等直齿轮要多出约 75% 马力。

从成本的角度出发，任意取三种不同尺寸的直齿轮来与同等尺寸的三种斜齿轮的成本相比较（图 4）。这里可以看出斜齿轮的成本要高出约 20%，也就是说，当对一套齿轮装置进行最佳设计的时候，对于尺寸或重量来说是选择斜齿轮有利。

直齿轮工作速度限制较斜齿轮为低，建议民用直齿轮节线速度是 1000 呎/分左右，其同等斜齿轮的速度上限则大约高达 5 倍，就是 5000 呎/分左右。当然在精度提高的情况下，也同样增加了直斜两种齿轮的允许工作速度。斜齿轮速度高达 30000 呎/分的限度，这种情况也并非不寻常的。

	齿数—18	齿数—36	齿数—54
	DP3	DP3	DP3
	PD-6"	PD-12"	PD-18"
	齿宽-3"	齿宽-3"	齿宽-3"
直齿轮	1	1.5	2.4
斜齿轮	1.2	1.9	2.9

图 4 将同样大小尺寸的直、斜二种齿轮的成本相互比较，显示出斜齿轮虽然增大了 20%，但是，它的传动能力要高出达 75%

直齿轮传动装置往往要较斜齿轮传动牢固些，所以在对齿轮传动的刚性必须加以最佳设计，如用于定位的雷达屏中的时候，我们要推荐应用直齿轮，在应用中重要的是当定位电动机停止时，雷达屏由于在齿轮传动中卷起并失去运动而被限制它的越过趋向。

(二) 单斜齿轮与人字齿轮相比较

单斜齿轮比人字齿轮具有一些吸引人的优点，而很少不利之处。单斜齿轮这种形式最有意义的优点乃是外推力的负荷不会影响其轮齿啮合，而同样加在人字齿轮装置上的外推力负荷便易于使一个斜齿轮卸载而使其相对的一个斜齿轮过载。

另外单斜齿轮的齿宽可以比人字齿轮做得窄一点，因为两个斜齿轮之间的退刀槽被去掉了。这样我们就能使用一个较窄较强固的小齿轮，它具有较小的轮齿挠度和扭转变形，并且一般的导致有利的临界转速的条件。

此外，单斜齿轮有较高的精度，因为它不受顶尖处磨损的影响。在人字齿轮中齿位有公差易于使螺旋齿受到局部卸载，并导致小齿轮的轴向振动。

单斜齿轮还有其它的优点：它能很容易的修正来补偿由于传递扭矩而造成的弹性移动，并且既然它们只有轮齿的两端而不是四端的轮齿，所以其齿端造成断齿的机会较少。

当然人字齿轮装置的优点是螺旋齿造成的推力负荷被平衡掉，而且也不需要特种的推力轴承来承担这个负荷。此外不象单斜齿轮那样，人字齿轮是没有翻转力矩的，因此轴承座之间的跨距能够稍加缩小。

设计者在进行一次最佳设计时，大概会尽可能选用单斜齿轮的，然后再设法使齿轮推力的负荷减至最小的程度，以便克服单斜齿轮所受到的那些限制。如果用较小的螺旋角，并采用适当的推力轴承的话，这种要求是能够完成的。不过，螺旋角减至最小限度的要求，相对