

中国机械工程学会
机械设计专业学会年会
暨机械零部件设计学术交流会

论文集

第 2 集

一九八九年四月
于北京

一齿差 3K-H 行星齿轮传动的优化设计

北京联合大学建材轻工学院

葛 无 序

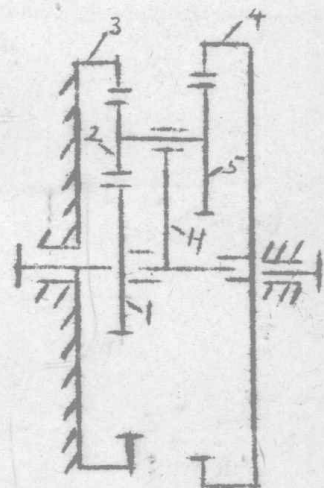
前 言

一齿差 3K-H 行星齿轮传动具有传动比大，外形尺寸小，不求特殊加工设备的优点。我国在成昆铁路建设中，已成功地运用了该传动机构。但如何在保证装配条件和强度条件下，选择满足需要的最优齿轮啮合参数，往往比较复杂。本文将以上述实际机构为例，着重探讨该行星机构满足装配和强度条件以及速比误差要求的计算机程序和优化设计方法。

一、基本公式

3K-H 行星轮系的结构简图如(图 1)所示，图中符号规定如下：

- 1 —— 太阳轮，齿数为 Z_1 ；
- 2, 5 —— 行星轮，齿数分别为 Z_2, Z_5 ；
- 3, 4 —— 中心内齿轮，齿数分别为 Z_3, Z_4 ；
- H —— 系杆。



行星轮系应满足齿数选择条件和强度要求，以下列出主要公式：

1. 齿轮齿数应满足传动比要求，轮系传动比是指当轮 3 固定时，太阳轮 1 与轮 4 的转速之比 i_{14}^3 ，其计算公式为〔2〕：

$$u = i_{14}^3 = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1 + \frac{Z_3}{Z_1}}{1 - \frac{Z_5 \cdot Z_3}{Z_4 \cdot Z_2}} \dots \dots \dots (1)$$

2. 齿数选择必须满足装配条件：〔2〕

a. 同心条件：

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2 = Z_4 - Z_5 \dots \dots \dots (2)$$

b. 邻接条件：

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{180^\circ}{C} > Z_5 + 2X' \dots \dots (3)$$

式中 C —— 行星数目;

X' —— 行星轮齿顶高系数, 标准齿轮的 $X' = 1$ 。

c. 各行星轮均能均匀地装入三个中心轮之间的条件:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{C} = p + g \dots \dots \dots (4)$$

$$\frac{Z_3 + Z_4}{C} + \left(1 + \frac{Z_2}{Z_5}\right) \left(n - \frac{Z_4}{C}\right) = n + p \dots \dots \dots (5)$$

$$\frac{Z_1 + Z_4}{C} + \left(1 - \frac{Z_2}{Z_5}\right) \left(n - \frac{Z_4}{C}\right) = n + g \dots \dots \dots (6)$$

n, p, g 为相应的整数, n 是从正负整数数列 (0, 1, 2, 3...) 中选取较小的整数值, 如果上列数列中没有使公式(5)(6)的左边部分等于整数的数值, 则所选择的齿数不可能均匀的装配, 同时由公式(5)(6)求出的 n 值还必须相等, 3K 传机的装配才是可能的。

3. 齿轮传动应保证强度条件:

a. 按轮齿接触强度计算应满足: [4]

$$d_1 \geq \sqrt{\left(\frac{670}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (\text{mm}) \dots \dots \dots (7)$$

式中: d_1 —— 小齿轮节圆直径;

T_1 —— 小齿轮工作扭矩;

K —— 载荷系数;

$$\phi_d = \frac{B}{d_1}, \quad B \text{ —— 齿轮宽度}$$

$[\sigma_H]$ —— 许用接触疲劳应力。

将(7)式简化后得:

$$Z_1^2 m^2 B \geq A_H \frac{(u+1)}{u} T_1 \dots \dots \dots (8)$$

式中: m —— 模数;

A_H —— 接触强度综合系数, 其值为:

$$A_H = \left(\frac{670}{[\sigma_H]}\right)^2 K \dots \dots \dots (9)$$

b. 按轮齿弯曲强度计算, 应满足下式: [4]

$$m \geq \sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d Z_1^2 [\sigma_F]}} Y_F \dots \dots \dots (10)$$

式中: $[\sigma_F]$ —— 齿轮的许多弯曲疲劳应力;

Y_F —— 齿轮系数, 对于非变位齿轮, Y_F 可按下式计算 [1]

$$Y_F = 4.69 - 0.63 \ln Z \quad \dots \dots \dots (11)$$

将(10)式简化后得:

$$m^2 Z_1 B \geq A_F T_1 Y_F \quad \dots \dots \dots (12)$$

式中 A_F —— 弯曲强度综合系数, 其值为:

$$A_F = \frac{2}{[\sigma_F]} K \quad \dots \dots \dots (13)$$

在利用(8), (12)式进行计算时, Z_1 应取太阳轮和行星轮中的主动齿轮。

二、齿数选择

由(2)式得 $Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}$, 代入(1)式化简后得:

$$u = - \frac{(Z_3 + 1)(Z_3 - Z_1)}{Z_1} \quad \dots \dots (14)$$

式中负号表示 Z_1 和 Z_3 的转向相反, 计算时应取绝对值。由(14)式可知, 当给定 u 值后, 选定 Z_1 值即可求出 Z_3 , 此时 Z_3 可能不为整数, 应四舍五入取整, 再由 $Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}$ 应为整数, 将取整的 Z_3 代入后 Z_2 如不为整数, 则将 Z_3 加 1 或减 1 后代入, Z_2 必为整数。由于一齿差 3K 行星传动应满足:

$$Z_4 = Z_3 + 1 \quad \dots \dots (15)$$

及

$$Z_5 = Z_2 + 1 \quad \dots \dots \dots (16)$$

这样使求出的 Z_1 、 Z_2 、 Z_3 均能满足同轴条件和传动比条件, 由求出的上述齿轮齿数再计算实际传动比: $uu = (1 + \frac{Z_3}{Z_1}) / (1 - \frac{Z_5 Z_3}{Z_4 Z_2})$

它和设计要求的传动比 u 的误差, 不应超出给定的传动比误差, 即:

$$\frac{|u - uu|}{u} \leq W_u \quad \dots \dots \dots (17)$$

uu —— 实际传动比;

u —— 设计给定的传动比;

W_u —— 给定的传动比误差。

由各行星轮均能均匀地装入三个中心轮之间的条件的(4), (5)式求得:

$$p = \frac{1}{C} (Z_3 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_5}) + \frac{Z_2}{Z_5} n \quad \dots \dots (18)$$

$$g = \frac{1}{C} (Z_1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_5}) - \frac{Z_2}{Z_5} n \quad \dots \dots (19)$$

因 $1 \leq n < Z_4$, 将 n 逐一代入以求 p , g 为整数的值, 如不为整数则将 $Z_1 + 1$ 代入(14)式重算 Z_3 , Z_2 , Z_4 , Z_5 , uu 诸值, 直

至满足所有装配条件何止。以上过程可按(图2)框图编制程序,这个分程序可以确定20组满足各项条件的齿数组合。太阳轮齿数 Z_1 由最小的可能值 $Z_1 = 16$ 算起,框图的其它说明见(表1),齿数选择确定数组见(表2)

表1

代号	意义
$Z_1 S(1:20)$	太阳轮 Z_1 齿数存放数组
$Z_2 S(1:20)$	行星轮 Z_2 齿数存放数组
$Z_3 S(1:20)$	内齿轮 Z_3 齿数存放数组
$Z_4 S(1:20)$	内齿轮 Z_4 齿数存放数组
$Z_5 S(1:20)$	行星轮 Z_5 齿数存放数组
I	齿数组合下标变化的循环变量

三、三、目标函数与约束条件

一个机械优化设计问题,总是要求满足规定的工作条件,载荷,工艺要求,并在强度、

表2

$Z_1 S(1:20)$	18	20	22	25	27	30	32	37	40	42
$Z_2 S(1:20)$	15	16	17	17	18	18	19	20	20	21
$Z_3 S(1:20)$	48	52	56	58	63	66	70	77	80	84
$Z_4 S(1:20)$	49	53	57	60	64	67	71	78	81	85
$Z_5 S(1:20)$	16	17	18	18	19	19	20	21	21	22

$Z_1 S(1:20)$	45	47	50	53	55	58	61	63	66	69
$Z_2 S(1:20)$	21	22	22	22	23	23	23	24	24	24
$Z_3 S(1:20)$	87	91	94	97	101	104	107	101	114	117
$Z_4 S(1:20)$	88	92	95	98	102	105	108	112	115	118
$Z_5 S(1:20)$	22	23	23	23	24	24	24	25	25	25

刚度、寿命、尺寸范围及其它一些技术要求的限制条件下,寻找一组参数,使得到一个其设计指标达到最佳值的方案。为了统一优化设计问题的表达形式,并为使用通用优化计算程序创造基本条件,需要引入设计变量,约束条件和目标函数三个基本要素。

1. 设计变量

3K-H行星轮系中,行星轮 Z_2 及中心轮 Z_3 和 Z_1 之间有关系式:
 $Z_3 = \frac{1}{2} Z_1 - 1 + ((Z_1 - 1)^2 + 4Z_1(1+u))^{\frac{1}{2}}$ 及 $Z_2 = (Z_3 - Z_1) / 2$,
 故只要给定 Z_1 即可求出 Z_2 和 Z_3 ,因此设计变量可选择 Z_1, m 和 b 即可,但为了简化目标函数,仍然规定 Z_1, Z_2, Z_3, m 和齿宽 b 为设计变量,即:

$$\bar{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ b \\ m \end{bmatrix} \dots \dots \dots (20)$$

\bar{x} 是五维向量

2. 目标函数

成昆铁路130吨新型架桥机的吊梁机构，由于外形尺寸受隧道界限尺寸的限制，因此要求传动装置的外形尺寸越小越好，故优化设计以要求行星轮在保证相同载荷能力条件下，体积最小或重量最轻，则在已知载荷，工作条件及选定材料的情况下，取太阳轮和C个行星轮体积之和来代表行星轮系的重量指标，于是目标函数式为：

$$F(\bar{x}) = \frac{\pi}{4} b m^2 [Z_1^2 + CZ_2^2 + C(Z_2 + 1)^2] \dots \dots (21A)$$

上式中将 Z_1, Z_2, b, m 用 \bar{x} 之分量形式代入可得到目标函数最终表达式：

$$F(\bar{x}) = \frac{\pi}{4} x_4 x_5^2 [x_1^2 + Cx_2^2 + C(x_2 + 1)^2] \dots \dots (21B)$$

3. 约束条件

根据几何与强度要求列出下列约束条件：由最小齿轮的齿数大于不根切的最小齿数得：

$$G_1(\bar{x}) = x_2 - 17 \geq 0 \dots \dots \dots (22)$$

动力传动装置齿轮的模数不小于 2mm 得：

$$G_2(\bar{x}) = x_5 - 2 \geq 0 \dots \dots \dots (23)$$

齿轮的宽度不得小于 10 mm 同时与模数之间符合 $5m \leq B \leq 17m$ 关系，得：

$$G_3(\bar{x}) = x_4 - 10 \geq 0 \dots \dots \dots (24)$$

$$G_4(\bar{x}) = 17x_5 - x_4 \geq 0 \dots \dots \dots (25)$$

$$G_5(\bar{x}) = x_4 - 5x_5 \geq 0 \dots \dots \dots (26)$$

由邻接条件(3)式得：

$$G_6(\bar{x}) = (x_1 + x_2) \sin \frac{180}{C} - x_2 - 3 > 0 \dots (27)$$

由接触强度和弯曲强度条件得：

$$G_7(\bar{x}) = x_1^2 x_5^2 x_4 - A_H T_j \left(\frac{u+1}{u} \right) \geq 0 \dots \dots (28)$$

$$G_8(\bar{x}) = x_5^2 x_1 x_4 - A_F T_j (4.69 - 0.63 \ln x_2) \dots (29)$$

由(14)式得：

$$H_1(\bar{x}) = x_3 - \frac{1}{2} \{ x_1 - 1 + [(x_1 - 1)^2 + 4x_1(1+u)]^{\frac{1}{2}} \} = 0 \dots (30)$$

由(2)式得：

$$H_2(\bar{x}) = x_2 - \frac{1}{2} (x_3 - x_1) = 0 \dots \dots \dots (31)$$

在(表2)中如果太阳轮的齿数 $Z_1^?$ 的最优值为 Z_1^* ，满足 $Z_1^k \leq Z_1^* \leq Z_1^{k+1}$

(记 Z_i^k 为表 2 中第 k 组 i 轮的齿数 $\begin{matrix} k=1, \dots, 2^0 \\ i=1, \dots, 5 \end{matrix}$) (32)。那么, 其它各轮的齿数的最优值 Z_2^* , Z_3^* , Z_4^* , Z_5^* 也应满足

$$Z_i^k \leq Z_i^* \leq Z_i^{k+1} \quad (i = 2, 3, 4, 5) \quad (33)$$

四、优化方法和程序设计

行星轮系的优化设计就是要在可行设计区内搜索出最优化设计点 x^* , 其中 x^* 应当满足约束条件 $G_i(x^*) \geq 0 \quad i = 1, 2, \dots, 8$ 。

$$H_j(x^*) = 0 \quad j = 1, 2$$

这是一个含有等式与不等式约束的非线性规划问题, 这里采用了调用 DFP 方法的混合罚函数法 (SUMT) 求解, 这种方法亦称序列无约束极小化方法, 是约束问题的间接算法。它的主要思想就是构造一个罚函数 $P(x, r)$, r 称为罚因子, 把求原目标函数 $F(x)$ 的约束极小值问题转化成求罚函数 $P(x, r)$ 的无约束极小值问题。罚函数的具体形式为

$$P(x, r) = f(x) + rb(x) + \frac{1}{r} [e(x) + l(x)]$$

$$\text{其中 } b(x) = - \sum_{i \in I_1} \ln G_i(x) = \sum_{i \in I_2} \ln \frac{1}{G_i(x)}$$

$$l(x) = \sum_{i \in I_2} \{ \min[0, g_i(x)] \}^2$$

$$e(x) = \sum_{j=1}^2 H_j^2(x)$$

$$I_1 = \{ i \mid G_i(x^0) > 0 \quad 1 \leq i \leq m \}$$

$$I_2 = \{ i \mid G_i(x^0) \leq 0 \quad 1 \leq i \leq m \}$$

$x^0 = (25, 17, 59, 40, 8)$ 是原设计参数, 做为计算的初始点, 对于每个 r_k 构造罚函数 $P(x, r_k)$, 然后利用 DFP 方法求得 $P(x, r_k)$ 的极小点 $x(r_k)$ 则在适当条件下有:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} F(x(r_k)) = F(x^*)$$

$$\lim_{k \rightarrow \infty} x(r_k) = x^*$$

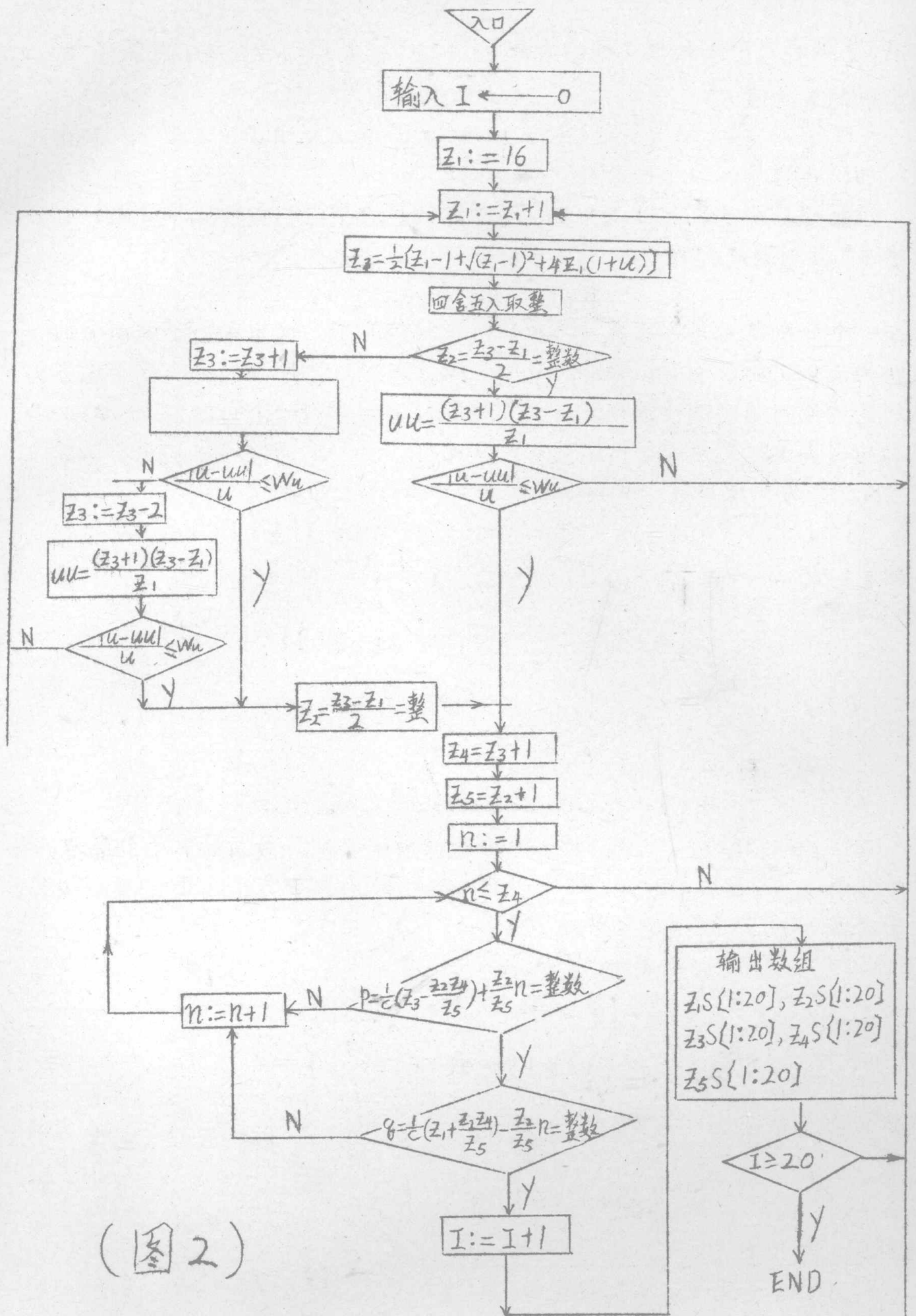
及
$$\lim_{k \rightarrow \infty} \{ l(x(r_k)) + e(x(r_k)) \} = 0$$

给定罚因子初值 r
$$r_0 = \frac{1}{100}$$

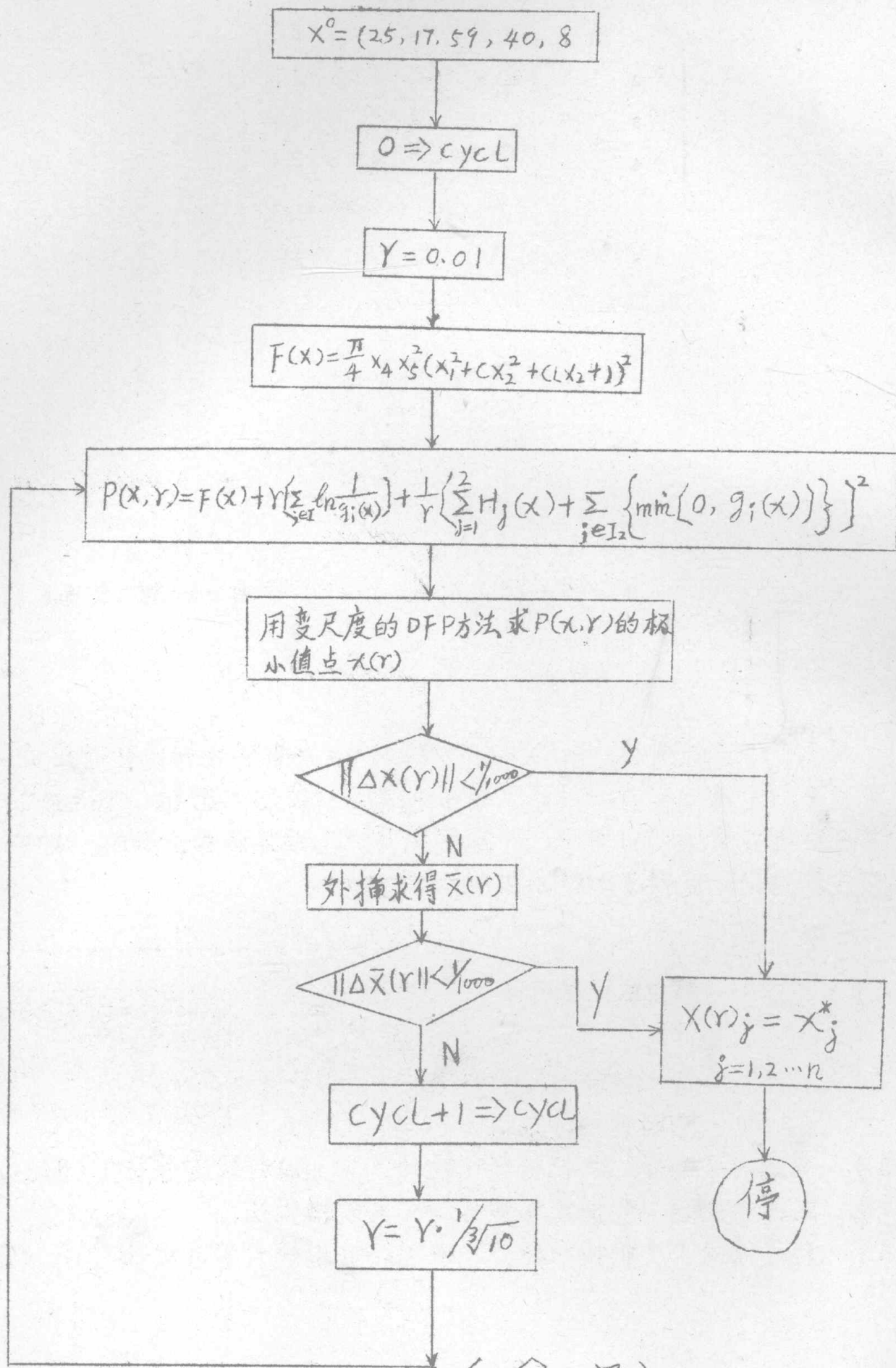
$$r_k = \frac{r_{k-1}}{\sqrt[3]{10}}$$

框图见图 3)

经 SUMT 优化计算得到最优解



(图 2)



(图 3)

$$x^* = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 39.8762014563 \\ 19.7623125872 \\ 70.4013271581 \\ 37.8216452031 \\ 5.0321527631 \end{bmatrix}$$

目标函数 $F(x^*) = 3050123.817$ 为原目标函数值的 61.57%，经就近圆整得相对最优解为：

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 40 \\ 20 \\ 80 \\ 38 \\ 5 \end{bmatrix}$$

目标函数 $F(x) = 3076252.76$ ，为原目标函数值的 62.09%。

结 束 语

本文对于一齿差 3K-H 行星机构的齿轮啮合参数的选择提出了计算程序，对设计变量、目标函数和约束条件提出了论据，并提供了用混合罚函数法求解的程序。计算结果表明上述方法是正确的，对今后该机构的设计提供了较很的方法。

参考文献：

- (1) 吴清一 “2K-H 行星轮系的优化设计” 《起重运输机械》 1981. No
- (2) 周志鳌 “一齿差与零齿差 3K 行星齿轮传动” 《起重运输机械》 1975. No 1-2
- (3) 陈立周等编著 “机械优化设计” 上海科技出版社 1982。
- (4) 许镇宇主编 “机械零件” 高教出版社
- (5) 张世民编 “机械原理” 中央广播电视大学出版社

推杆减速器性能、原理、演化、平稳性等理论与实际问题的研讨

武汉河运专科学校 邓昭铭 夏兰菊

内 容 摘 要

推杆减速器是我国获得国际发明奖的新产品，目前中国人民解放军7435工厂已批量生产，且正在推广使用。但其理论分析尚欠完善，实际生产中也存在一些问题。

本文对其理论与实际作了深入的探讨。介绍了推杆减速器之工作性能、原理，并结合1976年日本公开减速装置之专利及我国活齿减速器等资料，分析了推杆减速器的演化过程。从传动原理上将其等效为凸轮、导杆组合机构，并在此前提下进行了推杆减速器工作平稳性计算的探讨。同时针对实际生产中存在的问题，进行了分析。为推杆减速器推广应用及理论的完善提供了基础。

一、推杆减速器的工作性能

推杆减速器为机械式定传动比装置，用于输入输出轴之间正、反向减速及增速传动。若作变速轴承使用，则只要其内核。它的外形和内核如图1、图2所示。

为阐述工作性能，其内核——变速轴承的运动简图如图3所示。具有特殊齿形的内齿口固定于机座或主机内。输入轴（或电机轴）驱动双偏心套转动，双偏心套驱动推杆作径向往复运动，推杆的径向运动受到刚性内齿口的约束，作用于推杆滚柱上的约束反

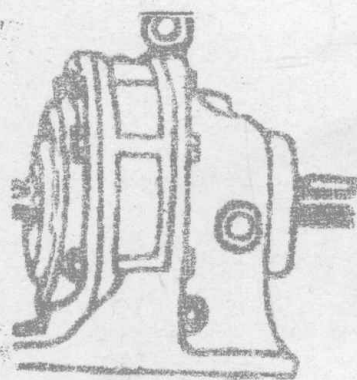


图1

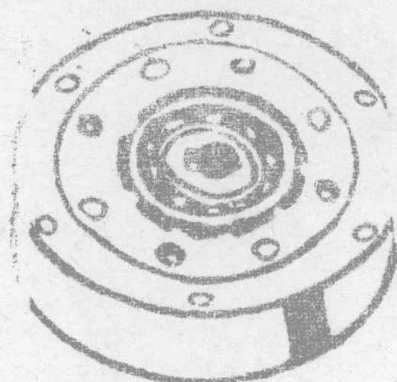


图2

力迫使推杆在其导槽内作径向运动的同时，又驱动具有导槽的传动圈作与输入轴同轴线、同方向的减速转动。经传动圈的转动使动销或螺钉带动输出轴实现减速传动。输入轴转动一周，推杆作一次往复运动，推杆相对于内齿圈转一个齿间角，即其传动圈相对于齿圈转一个齿间角。由此可见，输入轴与传动圈传动比为内齿数加1。（注意：内齿数比2倍推杆数少1）

当把低速轴（输出轴）作驱动轴时，双偏心套作增速转动，其传动比为齿数之倒数。

以上是内齿圈固定的情况，根据相对运动原理。若传动圈固定，则双偏心套作高速转动时，经过推杆可驱动内齿作低速转动。显然其减速传动比为内齿数，此时输入轴与输出轴同轴线但反方向。若驱动内齿圈时，其双偏心套作同轴线、反方向的高速转动，其增速传动比为内齿数之倒数。

又若将双偏心套固定时，驱动内齿数，则其传动圈与内齿圈同轴线、同方向的减速转动，此时传动比为：

$$\frac{2 \times \text{传动圈之推杆数}}{\text{内齿数}} = \frac{\text{内齿数} + 1}{\text{内齿数}}$$

又若驱动传动圈，则内齿圈作与传动圈同轴线、同方向的增速转动，则其增速传动之传动比为：内齿数 / (内齿数 + 1)。

由此可知，分别固定不同构件，可得到不同的减速、增速传动比。此即以推杆减速器之内核作为变速轴承的原理。设内齿数为Z，则此变速轴承可实现6种传动比，见下表：

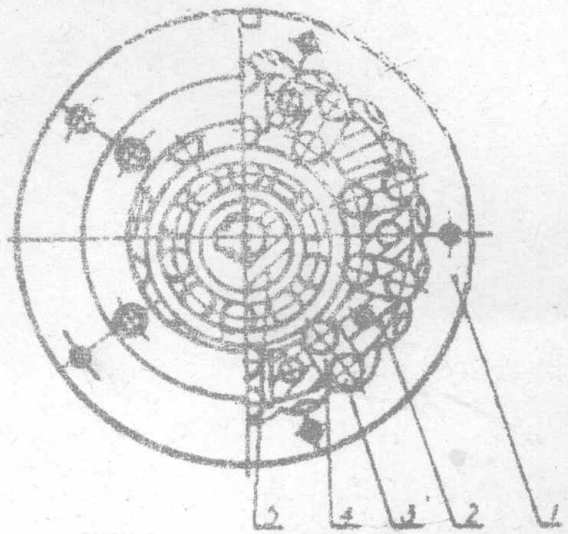


图3
1.内齿圈 2.传动圈 3.滚柱
4.推杆 5.双偏心凸轮

推杆减速器(变速轴承)实现不同传动比表

固定构件名称	主动件名称	增速或减速	传动比大小	方向
内齿圈	双偏心套	减 速	$Z + 1$	同向
	传动圈	增 速	$\frac{1}{Z + 1}$	同向
传动圈	双偏心套	减 速	$-Z$	反向
	内齿圈	增 速	$-\frac{1}{Z}$	反向
双偏心套	内齿圈	减 速	$(Z + 1) / Z$	同向
	传动圈	增 速	$Z / (Z + 1)$	同向

一般内齿数范围为 5~69 之奇数, 则变速传动轴承可实现传动比范围较大的增速或减速传动。

二、推杆减速器的工作原理

推杆减速器是利用推杆之滚珠与外齿圈相啮合来传递运动与动力的, 如图 3 所示, 显然, 这是两刚性构件的直接啮合传动。

为便于进行运动及动力分析, 从传动原理看, 经高得低代后, 推杆减速器可等效为一凸轮与导杆机构之组合。由图 4 之位置可知, 在此时的导杆机构中, 机架 l_0A 长不变但是旋转的。构件 LAB 之长度

为偏心轮 1 与滚柱之曲率中心之距离, 即两圆半径之和, 是不变

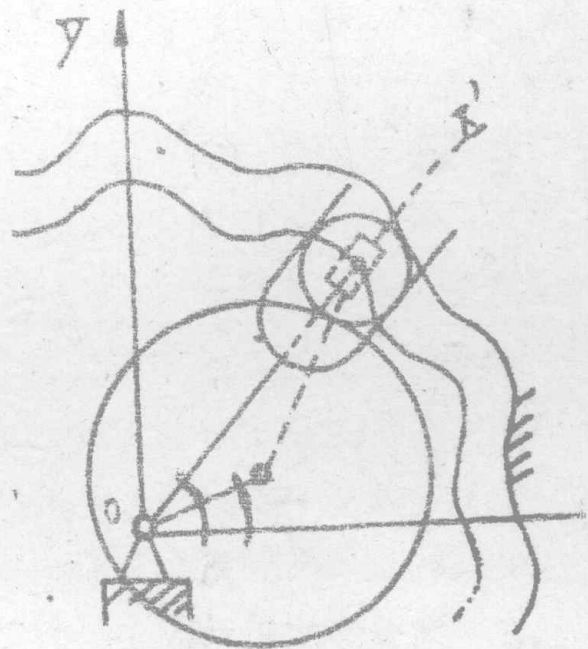


图 4

的。而等效机构中的滑块（即推杆）离转动中心O的距离，由导杆机构及凸轮机构的不同位置，共同确定之。设固定坐标系 zoy 与动坐标系 $z'o\bar{y}'$ 为图所示， φ_1 、 φ_2 、 φ_3 如图示， ω_3 为等效后导杆机构之导杆（即推杆）之角速。则有相应的位移与角速关系为

$$l_{OB} = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{OA}^2 + 2l_{AB} \cdot l_{OA} \cdot \cos[(180^\circ - (\varphi_2 - \varphi_1))]} \\ = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{OA}^2 + 2l_{AB} \cdot l_{OA} \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (1)$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{l_{AB} \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_{OA} + l_{AB} \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (2)$$

$$\omega_3 = \frac{l_{AB} \cdot \omega_2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_{OB}} \quad (3)$$

式中 ω_2 为等效导杆机构曲柄之角速。

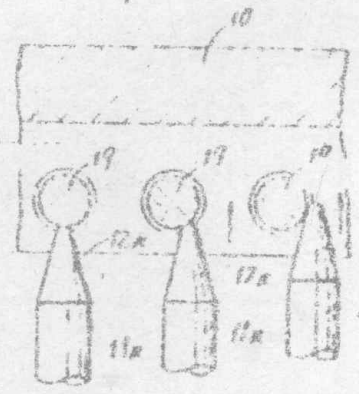
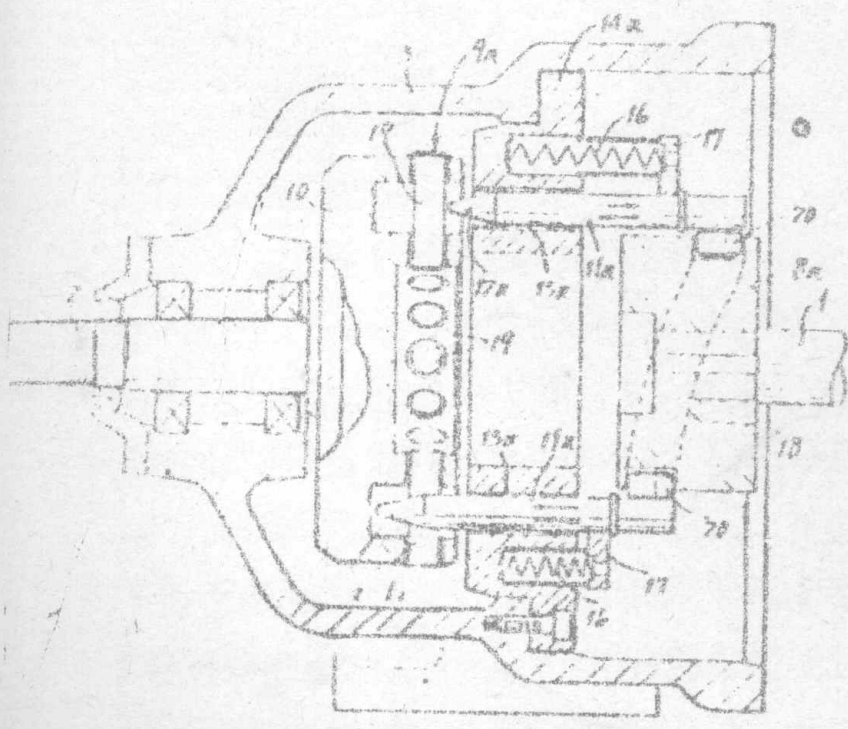
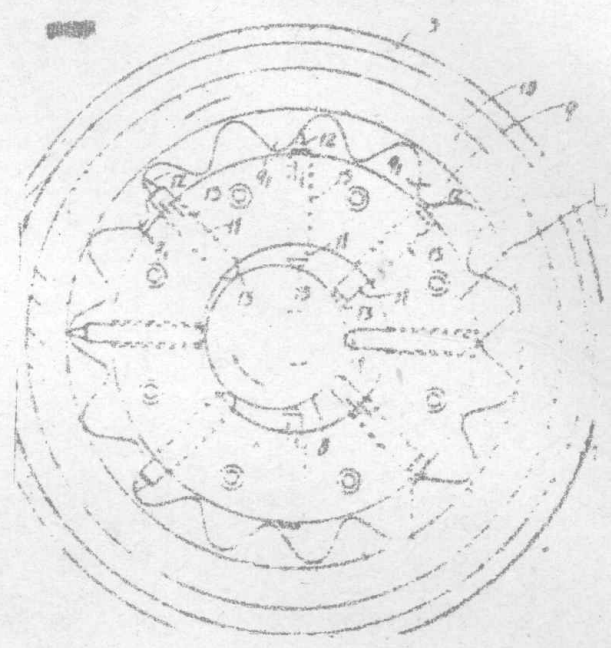
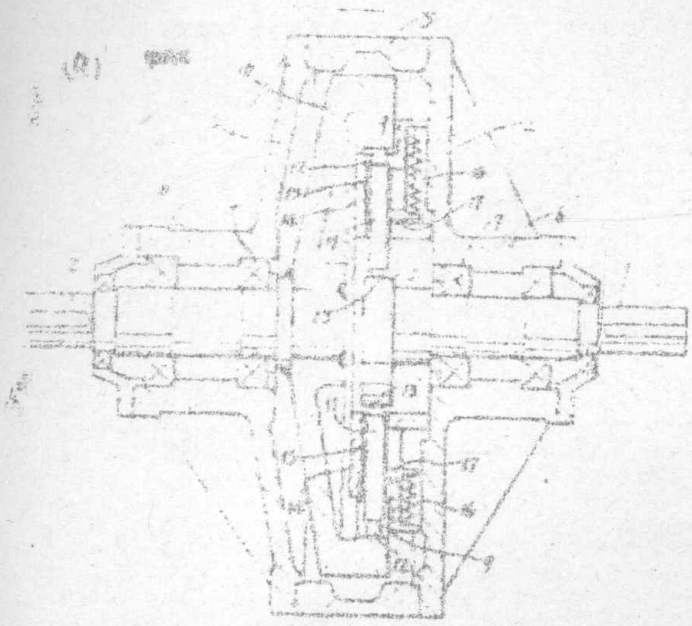
因此，有关凸轮、导杆组合机构之理论问题如：受力分析、效率计算及传动平稳性指标等，即可应用于推杆减速器的理论分析中。

三、推杆减速器的演化过程

一种新机构或新机器的诞生，往往是在旧的机构或机器的基础上经过改进演化而告成。笔者收集了近年来有关此种新型减速器的资料，现把它们列举出来，就不难看出推杆减速器的演化。

从日本1976年公开的专刊（公开号为51-136079）得知，日本曾以—种新型减速装置作为专利，如图5、图6所示。

此专利有两种形式。图5为园盘凸轮式，采用滚柱径向滑槽式结构，目的是在于得到大的减速比及大的传递扭矩。这种结构由于滚柱呈尖顶状，易磨损，显然降低了承载能力。图6为园柱凸轮式，由园柱凸轮机构完成其滚柱推杆的往复运动，而滚柱推杆顶推其园柱径向分布之传动园盘作转动。这种结构同样为点接触的高付传递动力，磨损和承载能力问题仍得不到解决。而且，园柱凸轮在结构上显然比园盘凸轮更为复杂。比较二者优劣可知，图5所示减速



1916

装置更有生命力。因此，我国近年来关于新型减速装置的研究，采取了图5所示的结构。

我国于1985年参加第十三届印度世界新发明展览的活齿减速机与上述日本专利装置比较，我国的更为优越，主要在于结构简单、紧凑，吸取了日本结构的优点（园盘凸轮式外圈齿形复杂，但推杆结构简单，园柱凸轮式外圈齿形简单，为园柱销式针轮园盘），故活齿减速机采用园盘凸轮（由偏心滚动轴承代），并用滚套作针齿组成固定齿圈，如图7所示。但传载仍为高副接触，仍未解决磨损问题。

为进一步增大承载能力，减轻磨损，近年来又出现笔者所谈的推杆减速器。这种减速器的传载虽仍为高副，但和尖顶与园柱接触比较，其受力情况有所改善，且推杆两端增加了滚珠，使其滚动摩擦比率增加，有利于改善磨损。比较以上几种减速装置，可见推杆减速机的演化过程，是采诸家之所长，其优越性是十分明显的。

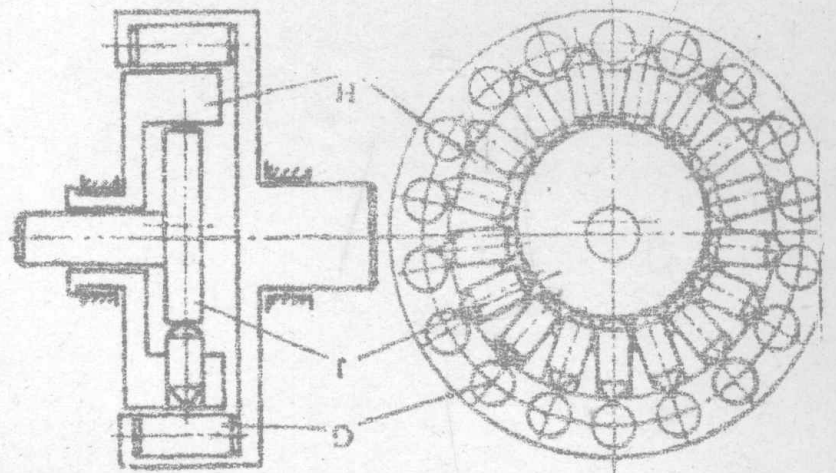


图7

四、推杆减速器传动平稳性的探讨

推杆减速器为多点接触形式的传动，因而从理论上来说，平稳性较高。影响其平稳性的指标为工作滚子数如何确定且为多少较适当，是值得探讨的。

1. 滚子的工作状态：

在推杆减速器中，同时处于工作状态的滚子数，称为其工作滚子数，用 n 表示，为图8所示，整个减速器靠半圈与外齿形相接触受力的滚子来传递运动与动力。而处于另外半圈的非工作位置的滚子，则依序回到工作起点。如图中1~5滚子处于工作位置，6~10滚子处于非工作位置。

2. 滚子工作数的确定:

从上述滚子工作状态的分析可知,其工作滚子数并不等于减速器外齿形的总个数。只有在工作半圆上接触的滚子才是工作滚子。虽然,工作滚子数的理论值为: $n_0 = z_a / 2$ 式中 z_a 为滚子总数。

由于众多因素的影响,工作滚子数的理论值 n_0 实际上是无法达到的。实

际工作滚子数是机构尺寸、外齿圈齿形总数 z 、滚子总数 z_a 的函数,可由式: $n = n_0 \frac{z \theta_k}{\pi}$ 求出。式中 θ_k 为滚子与外圈齿形曲线从开始接触到结束时输出轴的转角。具体求法可参看文献(5)。

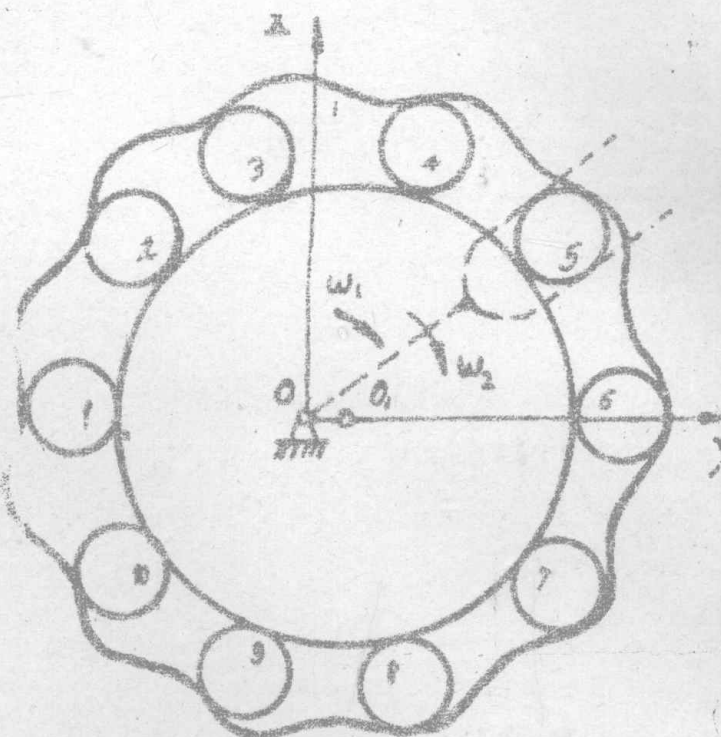


图 1

五. 推杆减速器的效率

推杆减速器效率较高,由陕西机械学院机原,机零实验室在 DF 型机械传动试验台上试验测定,对额定功率 3 kW、额定转速 1500 rpm、传动比 16 的 TW-3-16 推杆减速器,测定的效率值如下表: