

用作燃气透平前置级的气波机(二)

3. 带气波机前置级的燃气透平循环的计算

3.1 计算过程 我们不详细讨论计算程序的细节,而仅仅申明:我们没有象通常在比较燃气透平循环时那样作一些简化的假定,因为那会导致不正确的结果。我们将实际的焓当作温度和空气过剩量的函数,为设备的全部部件给出了切合实际的压降。此程序也能用于计算有中间冷却器,热交换器和中间燃烧室的装置,但这在这里是不必要的。

参数是这样选择的:利用程序先计算一个透平前混合温度为 1073°K 的现代燃气透平(这个温度值可在验收试验中验证)。以这个 1073°K 燃气透平作为基准,可对带气波机的燃气透平的结果作出相对的评价。这特别适用于装置费用,关于这一点下面还要谈及。

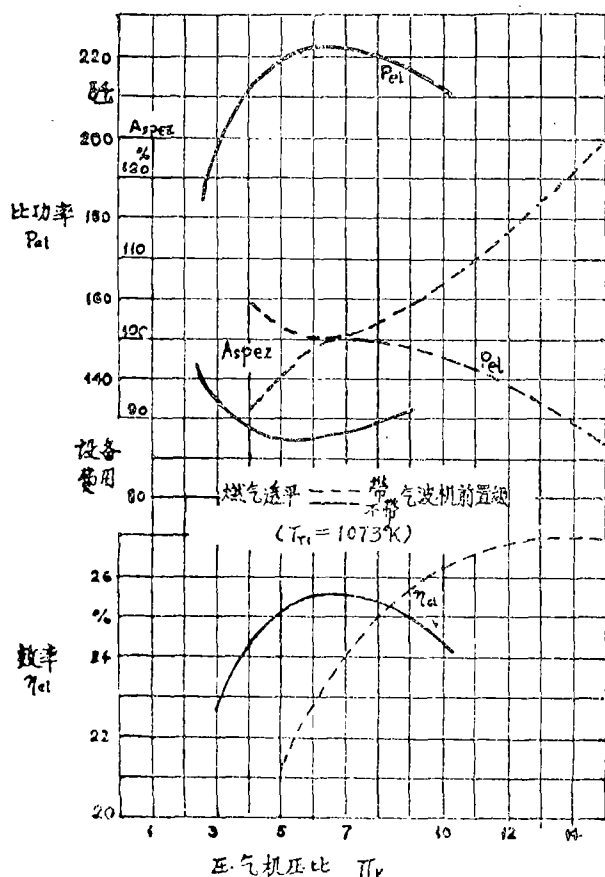


图13 比功率、效率和设备费用同燃气透平的轴流压气机压比 π_v 的函数关系

这里必须明确指出,透平前的温度将保持不变,假设这表示某一时间的工艺极限值。气波机在高于此的温度范围内工作,换言之,带前置级的燃气透平循环过程中的尖峰温度更高。

将按程序算得的主要结果表作轴流压气机压比的函数曲线,见图13。图上绘有透平前混合温度 $T_{T1} = 1073^{\circ}\text{K}$ 的基型燃气透平的曲线。另外还表示出以压强变换器作前置级的、同样的燃气透平的结果。轴流压气机中必要的压比变小了,从而可以省略某几级。图13上也指明了能使比设备费用为最小的最佳压比值。

各种计算所得出的最佳值随气波机压缩比 π_c 而变化的情况绘制在图14上。

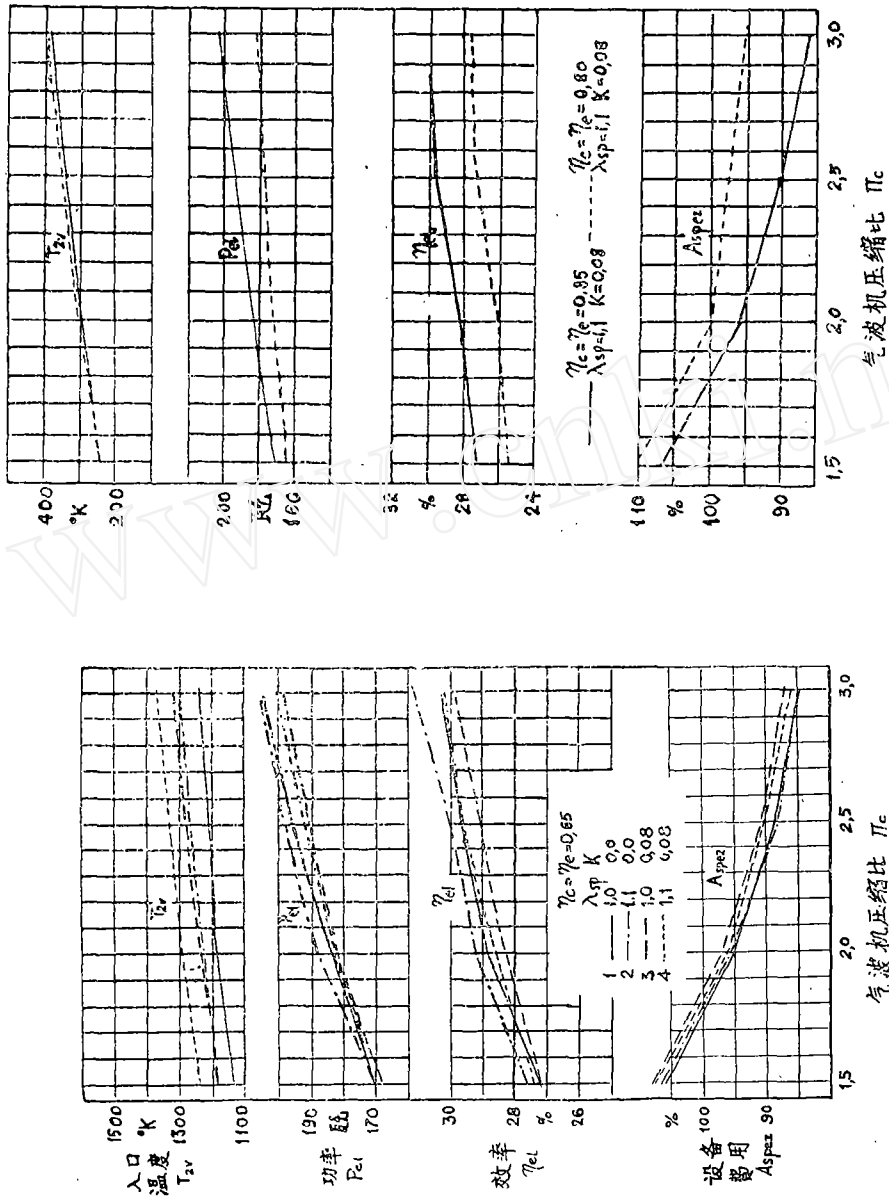


图14 $T_{1v} = 1073^\circ\text{K}$ 并以压强变换器作前置级的燃气透平平均比功率率 (就 1 公斤/秒空气流量计)、效率和设备费用 (按情况 A 组合, 图 15)

由上图立即可见这种压比具有何等重要的意义! 只有在能够成功地建造压比至少为 2.5 的优良气波机时, 整个事情才富有希望。图 14a 表明, 正如意料, 热交换使结果恶化。空气过量扫气似乎导致了小小的改善, 但这一改善并不是真实的¹⁾, 而是由于在这些情况下所必须的更高的尖峰温度所造成的。下面将以一对最不利的组合值 $K = 0.08$ 和 $\lambda = 1.1$ 作为研究的基点。

上文说过, 马赫数随着压比增大而上升, 从而气波机中的气流损耗增加。那么我们

1) 系指过量扫气并不是造成这一改善的真正的、直接的原因! 因为在保持燃气透平入口温度不变 (1073°K) 下扫气率 λ 的增大必然要求同时提高循环的尖峰温度, 而正是后者才导致了上述性能的改善。——校者

究竟应该提高 π_c 呢还是提高 η_c 和 η_e 呢? 图14b试图对此给予回答。例如会问: $\eta_c = \eta_e = 0.8$, $\pi_c = 3$ 是否较 $\eta_c = \eta_e = 0.85$, $\pi_c = 2.5$ 为好?

我们认识到, 固然设备的总效率特别重要, 但也应使气波机中的压缩和膨胀尽可能好。如果关键在于比功率和低的设备费用, 那么上述两种情况的差别不大。下面将采用适中的值 $\pi_c = 2.5$, 并把较大的值作为发展潜力。

3.2 设备费用的计算 尽管热力学计算能在稳固的基础上进行, 设备费用的计算却不是如此。而这对已经是便宜而可靠的能量产生器的燃气透平来说特别重要⁽¹⁹⁾。我们只得用常规的1073°K燃气透平为基准来确定相对量。让燃气透平保持相同的空气流量, 从而吸气和排气系统也保持不变。轴流压气机则除了压比较小因而末端级数较少, 使费用有一定的降低以外, 也保持不变。透平方面可以类似地处理。燃烧室却有点麻烦, 它的参数已大有变化。

对于气波机的成本计算我们缺乏可靠的依据。1950年以前制成大型样机时的成本构成只能有条件地转用于今天的情况。1950年以后制造的气波增压器的尺寸则小得多。最终考虑得出下列公式:

$$A_c = \frac{\text{气波机价格}}{\text{空气流量}} = K \frac{T_{iv}}{300^\circ\text{K}} \cdot \frac{0.75 + 0.25 \frac{p_{iv}}{1\text{巴}}}{p_{iv}/1\text{巴}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\pi_c - 1}}$$

如果取每公斤/秒空气流量的价格 $K = 7,800$ 法郎/公斤/秒 (瑞士法郎), 则气波机在全部价格中所占的比重按下述例子是比较小的, 即:

在情况A, C中约占8.75% (图15, 17)。

在情况B, D中约占4.5% (图16, 18)。

据此, 气波机价格估计中的某些误差不致使推论失去价值。

4. 带气波机前置级的大型固定式燃气透平

首先必须把计算机程序所提供的大量数值结果加以整理。在这里我们试图通过介绍下列四种装置的计算结果来说明一些主要问题。两种带压强变换器的装置: 情况A (图15) 和情况B (图16); 两种带压强交换器的装置: 情况C (图17) 和情况D (图18)。每个图上均给出全负荷时的工作数据以及最重要的参数。并将后者与单纯燃气透平的对应数值作了对比。所取的各项效率值也都已列出。机械效率中也包括润滑油泵, 轴封漏气的功率。压气机和透平的多变效率仅涉及活动的叶片部分。进气和排气管段的压力损耗包含在 π_{ver} 中。这样给出的结果对任何级数都是正确的。气波机的全部损耗均包含在 η_c 和 η_e 中, 因为进、排气管段损耗随 π_c 而增减。

情况A (图15) 这是带压强变换器的一种特别简单的装置。为了在设备费用和运转费用降低方面获得我们所期望的收益 (多于10%), 气波机中压缩和膨胀的效率必须达到85%。这个结论是在下述假定下得出的: 仅仅功率提高30%还不足以具有吸引力。 $\eta_c = \eta_e = 85\%$ 这个目标是艰巨的。

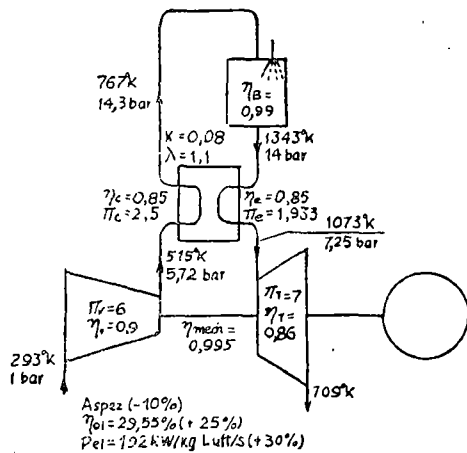


图15 带高效率压强变换器的燃气透平(无冷却器)

括号内是同单纯燃气透平的比较值。气波机内空气温升 $\Delta T_K = 66^\circ K$ ；增压器的等价效率 $\eta_C = 0.82 \times 0.82$ ；进排气管段、导管、燃烧室中压力损耗 $\pi_{verl} = 1.125$ 。这个简单的装置方案只有在 $\eta_C = \eta_e = 0.85$ ， $\pi_C = 2.5$ 的压强变换器能实现时才有意义。

(这无疑是可以实现的目标)就能大大降低设备费用。但运转费用降低得比较少些，因为设备的效率受下述限制：中间冷却器接入压气过程中的位置并不是最佳的。亦即中间冷却器前后压比的最优分配可能不是这样的。在这里，压比的分配是由假设 $\pi_C = 2.5$ 所给定的；如果能提高 π_C ，则在提高效率方面，情况也会变得更为有利。功率有很大的提高(50%)。在场地受限制的情况下，这就更为重要。

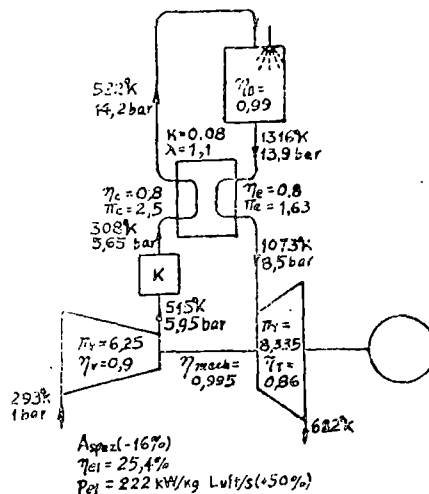


图16 中等效率的压强变换器(有冷却器)

气波机中空气温升 $\Delta T_K = 80^\circ K$ ；增压器的等价效率 $\eta_C = 0.743 \times 0.743$

若按罗尔斯-罗依斯(20)的想法，将气波机如图9那样安置于轴流压气机和透平之间，则可构成一很简单的装置。这一点实现起来是不简单的，因为在正常情况下气波机的转速必须不同于位于它的两端的透平机械的转速。这就意味着要在两者间加装轴承并为气波机另设单独的传动。

情况B(图16) 我们若将气波机安置在燃气透平旁边，那么就可在空气输送管路中加装一个冷却器。只要 $\eta_C = \eta_e = 0.8$

用同样的燃气透平基型可以提供两种完全不同的功率。图19表示一种切合实用的装置的想法。其中曾考虑到：在1n处可以安装一良好的直线扩散器，因为必须降低那里的高马赫数。

情况C（图17） 图17表示由于使用压强交换器而大为复杂化了的空气和燃气流程图。以无疑可达到的 $\eta_c = \eta_e = 0.8$ ，我们可以在总费用的收益方面接近所希望的下限（至少有10%的收益），而功率提高可达35%。

在这里所取的 η_c 和 η_e 的数值是比较偏低的。赫尔勒的研究(14)表明，同压强交换器比较起来，用压强变换器可得到较好的效率，并可允许较高的进气温度。

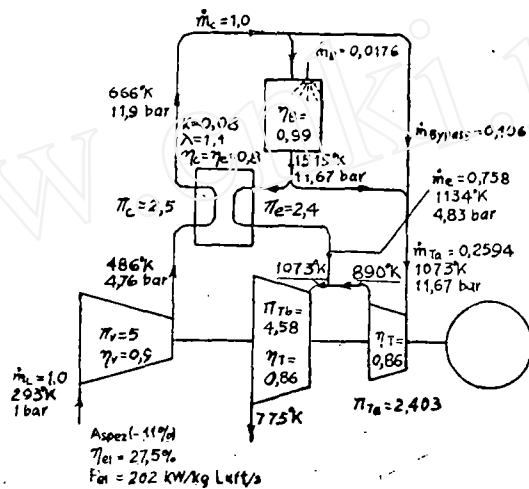


图17 中等效率的压强交换器（无冷却器）

情况D（图18） 在这最后一种方案中也附有中间冷却器，这又会大大地提高功率和降低价格。

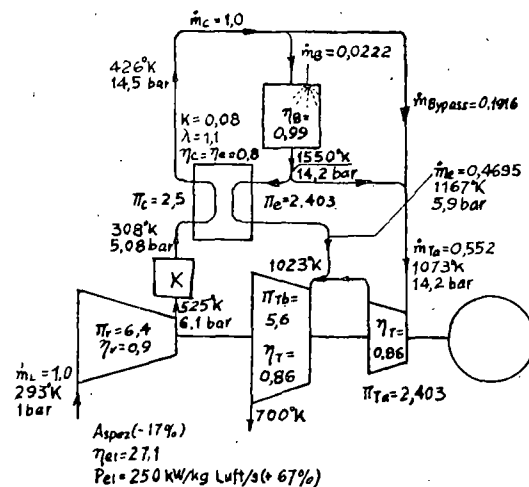


图18 中等效率的压强交换器（有冷却器）

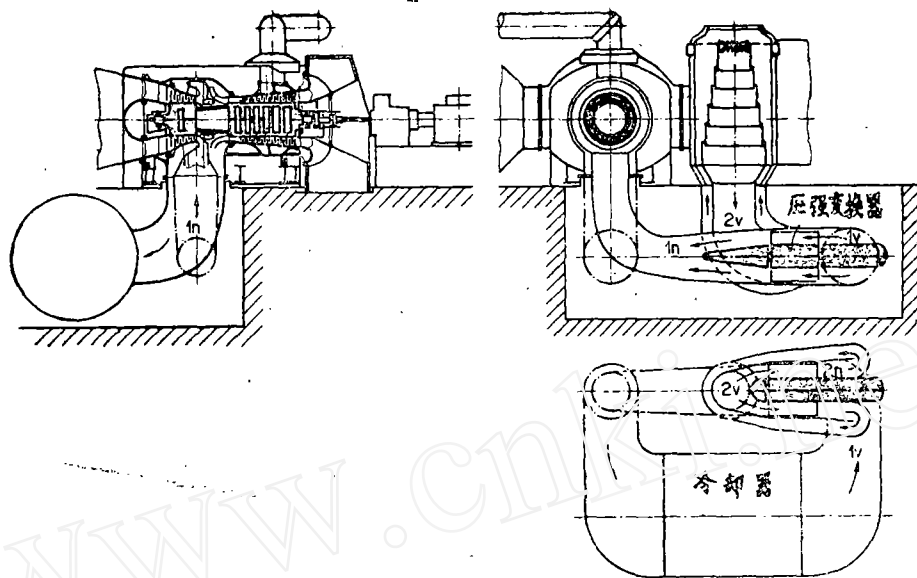


图19 增设压强变换器前置级及中间冷却器的BST型—11燃气透平的一个可能方案草图（按情况B，图16）。燃气透平的基本结构几乎未改变，只是轴流压气机和透平中的级数可能减少，而高温燃烧室须对高得多的温度来设计。压强变换器安放得使在1n处可能安装一长的良好的扩散器。未绘出冷却空气流。

在这里必须再一次提醒注意：比较是在常规燃气透平前的温度不变的条件下进行的。过程中的最高温度，即气波机的进气温度是要高得多的。如果我们作出价格之降低随过程之最高温度而变化的关系曲线（例如如图20所表示的设备费用），则这一点显得特别清楚。若能提高常规燃气透平前的燃气温度，则设备费用亦将大致如图20所示地下降。效率和运转费用也将类似地有所改善。对于单纯的燃气透平，为了获得同样的增益，最高温度的提高量比较小。这并不奇怪，因为对于气波前置级，我们必须把 η_c 和 η_e 的数值取得比常规透平机械的小些。

在今天，基值1073°K已不再是常规燃气透平的极限；因为现有的各种提高它的可能性还未充分挖掘利用：例如，最炽热部位的冷却愈来愈改善（这当然导致效率的某些损失）和新的合金（但价格不会便宜）。也还同必须燃烧何种燃料很有关系。总之还有许多可能性，但必须作出艰巨的努力，于是燃气透平的制造者都在把力量集中于此。所以自1950年以来情况没有大的变化，不外乎从类似的考虑出发，优先发展简单的燃气透平，而“燃气透平—压强交换器”的组合装置则被搁置一旁。

在观察图20时提请注意以下各点。同燃气透平相比，假设气波机出于上述理由能够忍受愈来愈高的温度，则A、B、C、D点亦将大致与基点一起平行地移动。但是进气温度

在1500—1600°K之间的气波机的研制显然是并不简单的。而且当火焰温度不断上升时，还要避免产生有毒的燃烧产物。

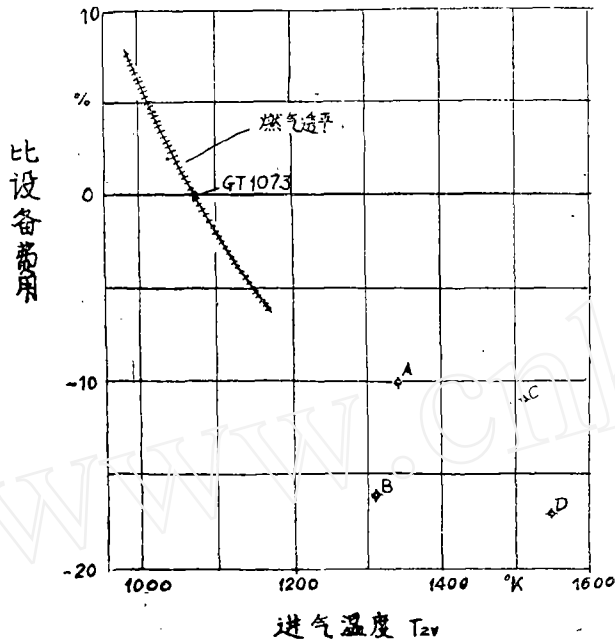


图20 用气波机前置级来降低设备费用和用提高单纯燃气透平进气温度来降低设备费用的比较

GT₁₀₇₃—A、B、C、D四种情况的基准透平，其进气温度为1073°K(混合温度)。

GT_T—进气温度为T的透平(T按横坐标的比例尺表示)。

A、B、C、D—相应于图15—18中的情况A、B、C、D,表作气波机进气温度的函数，透平的进气温度为1073°K。

5. 其它 的 用 途

小型燃气透平加设一个 $\pi \approx 2.5$, $\eta_e \approx \eta_c \approx 0.8$ 的压强变换器后,会使得效率从远远低于20%一下子跃进到高于20%。比功率增加约40%以上。这个比上述例子大得多的收益来源于:小型基准燃气透平的压比 $\pi_v \approx 4$ 远低于其热力学最佳值。而上述计算则总是以一最佳压比的燃气透平作为基准的(表1)。

若 η_v 、 η_T 、 η_c 、 η_e 同时各改进1%(或者若 η_v 、 η_T 或 η_e 、 η_c 分别改进约2%),将使总效率 η_{e1} 至少上升1%,从而我们可能获得高达25—30%的总效率。

即使在部分负荷时,以压强变换器作前置级的设备所具有的压比,较之单级燃气透平来说也更接近于热力学最佳值。因此,气波增压器在部分负荷时具有更好的性能,表现在转速降低时发动机的扭矩较大。

带气波机前置级的航空推进装置能够在功率和效率方面获得可观的收益。

表1 带单级压气机的简单小燃气透平（带及不带压强变换器前置级）

透平前的温度 T_{T1}	1073°K		1273°K			
序 号	1	2	3	4	5	6
	燃气透平	燃气透平 + 压强变换器	燃气透平	燃气透平 + 压强变换器	燃气透平	燃气透平 + 压强变换器
压气机压比 π_y 压强变换器压缩 压比 π_c	4	4 2.5	4	4 2.5	5.5	5.5 3
压强变换器前的 燃气温度 T_{2r}		1348		1570		1625
比轴功率 千瓦/公斤/秒	99.5	141	156	227	173	235
增设压强变换器而 获得的上升率		+41%		+46%		+36%
轴效率 η_w	14.3	20.4	16.2	23.7	19.2	26.2

假设的多变效率：压气机和透平——0.82；压强变换器中的压缩和膨胀——0.82。

系统中的压力损耗： $\pi_{vert}=1.135$ 。

压强变换器的扫气率和热交换： $\lambda=1.1$ ； $K=0.08$ ； $\eta_{mT}=0.99$ ； $\eta_{mV}=0.99$ ；

$\eta_B=0.99$ 。

6. 结 论

单纯燃气透平的改进可能性在今天还未挖掘殆尽，因此现有的研制力量完全被投入这方面的工作。所算得的用压强变换器作前置级的收益并未大到足以改变这个方向的程度。也存在着从气波增压器的研制规划中取得进一步发展的趋向。必须再一次指出：对用作燃气透平前置级的气波机的要求同对增压气波机的要求有很大的不同。所以希望在理论基础方面得到进一步发展。也希望在结构方面进行研究以改进温度较迄今高得多的气波机的运行性能。看来，为争取获得这一在设备、价格和运转费用方面至少是10%的收益（同时，功率也大大提高）而进行努力和投资的适当时刻正在来临。

译自：Jenny, E. und Bulaty, T., Die Druckwellen-Maschine
Comprex als Oberstufe einer Gasturbine—Teil 2,
Motortechnische Zeitschrift, 34, 12 (1973), 421—425.

（李素琴译 刘高联校）