

液力变矩器的设计与计算

朱经昌 编著

TH137.332

国防工业出版社

TH137.332

287

350505

液力变矩器的设计与计算

朱经昌 编著



国防工业出版社

内 容 简 介

本书概括地介绍了近年来国内外在液力变矩器理论、设计、结构和试验等方面的发展,着重在总结实践经验的基础上,阐述了向心式涡轮液力变矩器的设计方法、循环圆及叶形的设计方法、计算机辅助设计、结构设计、试验方法与技术、液力变矩器与发动机共同工作、三元流在液力变矩器设计中的应用等方面的研制成果。

本书可供汽车、机车、军用车辆、工程机械、建筑机械、石油钻机、机床、船舶、煤矿、冶金、电力、化工机械行业的技术人员参考,也可以供高等院校液力传动专业研究生阅读。

液力变矩器的设计与计算

朱经昌 编著

责任编辑 李永亨

*

国防工业出版社 出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号)

(邮政编码 100044)

新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092 1/16 印张16¹/₄ 373千字

1991年10月第一版 1991年10月北京第一次印刷 印数: 0001—2 000册

ISBN 7-118-00844-3/TH·64 定价: 12.40元

致 读 者

本书由国防科技图书出版基金资助出版。

国防科技图书出版工作是国防科技事业的一个重要方面。优秀的国防科技图书既是国防科技成果的一部分，又是国防科技水平的重要标志。为了促进国防科技事业的发展，加强社会主义物质文明和精神文明建设，培养优秀科技人才，确保国防科技优秀图书的出版，国防科工委于1988年初决定每年拨出专款，设立国防科技图书出版基金，成立评审委员会，扶持、审定出版国防科技优秀图书。

国防科技图书出版基金资助的对象是

1. 学术水平高，内容有创见，在学科上居领先地位的基础科学理论图书；在工程技术理论方面有突破的应用科学专著。
2. 学术思想新颖，内容明确、具体、有突出创见，对国防科技发展具有较大推动作用的专著；密切结合科学技术现代化和国防现代化需要的高科技内容的专著。
3. 有重要发展前景和有重大开拓使用价值，密切结合科学技术现代化和国防现代化需要的新技术、新工艺内容的科技图书。
4. 填补目前我国科学技术领域空白的薄弱学科的科技图书。

国防科技图书出版基金评审委员会在国防科工委的领导下开展评审工作，职责是：负责掌握出版基金的使用方向，评审受理的图书选题，决定资助的图书选题和资助金额，以及决定中断或取消资助等。经评审给予资助的图书，由国防工业出版社列选出版。

国防科技事业已经取得了举世瞩目的成就。国防科技图书承担着记载和弘扬这些成就，积累和传播科技知识的使命。在改革开放的新形势下，国防科工委率先设立出版基金，扶持出版科技图书，这是一项具有深远意义的创举。此举势必促使国防科技图书的出版，随着国防科技事业的发展更加兴旺。

设立出版基金是一件新生事物，是对出版工作的一项改革。因而，评审工作需要不断地摸索、认真地总结和及时地改进，这样，才能使有限的基金发挥出巨大的效能。评审工作更需要国防科技工业战线广大科技工作者、专家、教授，以及社会各界朋友的热情支持。

让我们携起手来，为祖国昌盛、科技腾飞、出版繁荣而共同奋斗！

国防科技图书出版基金
评审委员会

**国防科技图书出版基金
第一届评审委员会组成人员**

主任委员 邓佑生

副主任委员 金朱德 太史瑞

委员 员 (按姓氏笔画排列)

尤子平 朵英贤 刘琯德

何庆芝 何国伟 张汝果

范学虹 金 兰 柯有安

侯 迁 高景德 莫梧生

曾 铎

秘书长 刘琯德

目 录

1. 绪论	1
1.1 液力传动发展简史	1
1.2 近年来液力变矩器结构型式的发展	2
1.3 理论与设计方法方面的研究与发展	7
1.4 液力变矩器试验技术的发展	11
1.5 本书撰写的指导思想	12
2. 液力变矩器的工作原理	13
2.1 液力变矩器的基本工作原理	13
2.2 束流理论及其假定	13
2.3 液体质点的速度三角形	15
2.4 工作液体与工作轮(叶片)之间相互作用的力矩	16
2.5 工作液体与工作轮的能量变换	19
2.6 液流的出口偏离	20
2.7 液流的入口冲击	24
2.8 液流的摩擦损失	26
2.9 液流能量平衡及计算的基本公式	28
3. 液力变矩器的特性	33
3.1 液力变矩器的能头特性	33
3.2 液力变矩器的液力特性与外特性	34
3.3 液力变矩器的通用特性	34
3.4 液力变矩器的原始特性	35
3.5 液力变矩器的全外特性曲线	39
3.6 液力变矩器的性能与评价指标	40
3.6.1 变矩性能	40
3.6.2 经济性能(或效率特性)	40
3.6.3 负荷性能	41
3.7 综合式液力变矩器的特性	43
3.7.1 三工作轮综合式液力变矩器(两相)	43
3.7.2 双导轮综合式液力变矩器(三相)	44
3.8 闭锁式液力变矩器	45
4. 液力变矩器与发动机共同工作	47
4.1 发动机特性	47
4.2 发动机与液力变矩器共同工作的输入特性	51
4.3 发动机与液力变矩器共同工作的输出特性	52

4.4	发动机与液力变矩器共同工作的评价	54
4.5	发动机与液力变矩器最佳匹配及其计算程序	55
4.5.1	编制计算程序的数学模型	56
4.5.2	液力变矩器与发动机最佳匹配计算程序框图	61
4.5.3	匹配程序功能	61
5.	液力变矩器计算的基本关系式及结构参数和计算参数对性能的影响	62
5.1	工作轮的几何参数	62
5.2	液力变矩器计算的基本关系式	64
5.3	液力变矩器基本参数间的无因次关系	68
5.3.1	基本参数的无因次关系	68
5.3.2	扭矩系数及其计算式的无因次关系	68
5.3.3	能头及其计算式的无因次关系	69
5.3.4	能量平衡式的无因次表示式	70
5.3.5	特性的无因次关系式	71
5.4	液力变矩器的结构参数和计算系数对其性能的影响	72
5.4.1	液力变矩器的结构型式对性能的影响	72
5.4.2	液力变矩器的设计参数对性能的影响	73
5.4.3	损失系数值对性能的影响	74
5.4.4	几何参数对性能的影响	74
5.4.5	向心涡轮液力变矩器对性能的影响和选择范围	75
6.	液力变矩器循环圆设计	76
6.1	液力变矩器循环圆定义	76
6.2	循环圆形状设计	76
6.3	三圆弧循环圆设计	78
6.3.1	外环形状的确定	78
6.3.2	中间流线和内环的确定	80
6.3.3	确定各工作轮入口边和出口边的位置与形状	82
6.4	循环圆设计程序	83
7.	液力变矩器性能设计与计算	84
7.1	计算工况液流无冲击进入工作轮时特性参数和几何参数的关系	84
7.1.1	在计算工况保证无冲击进入时各工作轮中间流线上的入口液流角和出口液流角	84
7.1.2	保证计算工况无冲击进入时任意工况的流量系数关系式	86
7.1.3	单级液力变矩器工作轮最佳几何参数决定的方法	86
7.2	液力变矩器几何结构参数的最佳组合	89
7.2.1	第一次近似计算	89
7.2.2	第二次和第三次近似计算	93
7.2.3	液力变矩器设计主要参数优化计算程序	96
7.3	单级三工作轮液力变矩器特性计算	97
7.3.1	简单三工作轮液力变矩器特性计算	98
7.3.2	三工作轮综合式液力变矩器特性计算	98
7.3.3	四工作轮综合式液力变矩器特性计算	100

7.3.4 单级(单相、多相)液力变矩器特性计算程序	104
7.4 液力变矩器特性计算的通用程序	105
7.4.1 液力变矩器计算的结构模型和数学模型	106
7.4.2 各种液力变矩器特性计算的特点	108
7.4.3 液力变矩器特性计算通用程序	113
7.5 根据液力变矩器的试验特性反算内特性参数	115
7.5.1 反算的已知条件	115
7.5.2 计算循环流量系数和综合几何参数	116
7.5.3 计算液流出口偏离角和入口冲击角	118
7.5.4 计算工作轮能头及摩擦、冲击损失	119
7.5.5 反算的计算机程序	120
8. 液力变矩器工作轮叶片形状设计	124
8.1 叶片绘形原理	124
8.1.1 投影于单圆柱面而展开的等角射影法	125
8.1.2 投影于多圆柱面展开的等角射影法	128
8.2 叶片的设计	131
8.2.1 工作轮轴面图上三条流线分点	131
8.2.2 工作轮叶片中间流线骨线展开线形状设计	133
8.2.3 中间流线叶片加厚	134
8.2.4 工作轮内环流线叶片和外环流线叶片设计	137
8.2.5 叶片展开图的工作面和背面的坐标计算	138
8.2.6 叶片的整体设计与正投影图	138
8.3 工作轮叶片设计计算程序	140
8.3.1 曲线拟合的数字方法	140
8.3.2 叶片的设计程序	142
8.4 工作轮叶片形状的测绘	145
8.4.1 测量的基本设备与方法	145
8.4.2 工作轮循环圆形状的测量	146
8.4.3 叶片的测量	147
8.4.4 叶片中间流线角度的测量	148
9. 三元流动理论在液力变矩器设计中的应用	150
9.1 叶片机械的三元流动理论	150
9.2 液力变矩器流场应用流线曲率法进行准三元数值计算	152
9.2.1 迭代求解的基本方程	152
9.2.2 S_2 流面求解方法和步骤	157
9.2.3 计算程序框图	162
9.2.4 数值计算实例	162
9.3 应用流函数法计算液力变矩器工作轮内三元流动	165
9.3.1 流函数方程的建立	165
9.3.2 求解流函数的条件	168
9.3.3 解流函数方程	169
9.3.4 速度和流动角 β 的计算	172

9.3.5	计算程序框图和输入、输出参数	174
9.3.6	计算实例	174
9.4	应用流面迭代法计算液力变矩器工作轮内三元流动	176
9.4.1	流面迭代计算方程	176
9.4.2	计算方法和步骤	179
9.4.3	尾迹模型及其计算	180
9.4.4	应用流面迭代进行三元流计算程序框图	182
9.4.5	计算实例	182
10	液力变矩器的结构设计及计算	184
10.1	液力变矩器内轴向力计算和降低轴向力的措施	184
10.1.1	静压力计算	184
10.1.2	轴向力计算式	187
10.1.3	工作轮的轴向力计算	188
10.1.4	闭锁式液力变矩器轴向力计算	190
10.1.5	关于轴向力几个问题的讨论	191
10.1.6	降低轴向力的措施	192
10.2	液力变矩器的结构布置	193
10.3	闭锁离合器的设计与计算	197
10.3.1	闭锁离合器结构	197
10.3.2	闭锁离合器主要的计算	198
10.3.3	加液压油缸的结构设计	199
10.4	单向联轴器的设计计算	203
10.4.1	滚子式单向联轴器的工作原理	204
10.4.2	单向联轴器几何关系计算	206
10.4.3	强度计算	211
10.4.4	单向联轴器的设计	214
10.5	工作轮的设计	219
10.5.1	工作轮材料及其最大圆周速度的限制	219
10.5.2	制造工作轮的主要制造要求	219
10.5.3	工作轮的液压试验	220
10.5.4	工作轮的平衡	220
10.6	液力变矩器供油量的计算	220
10.6.1	液力变矩器工作时每小时的发热量	220
10.6.2	液力变矩器的供油流量	221
10.7	液力变矩器总装设计与装配要求	221
10.7.1	轴向间隙的保证	221
10.7.2	径向装配间隙的保证	222
10.7.3	装配时注意事项	222
11	液力变矩器试验	223
11.1	液力变矩器的试验规范	223
11.2	试验设备及仪器	224
11.2.1	动力装置	225

11.2.2 吸收功率(加负载)装置	225
11.2.3 扭矩的测量装置	229
11.2.4 转速的测量装置	230
11.2.5 压力、温度和流量的测量装置	231
11.2.6 液力变矩器试验的供油系统	232
11.3 液力变矩器试验台应用微机数据采集与处理系统	232
11.3.1 扭矩的测量	232
11.3.2 转速的测量	233
11.3.3 其它参数的测量	233
11.3.4 微机数据采集与处理系统的软件	234
11.4 液力变矩器试验应用微机程控方法	234
11.4.1 液力变矩器应用微机程控试验的原理	234
11.4.2 液力变矩器应用微机程控试验的实例	235
11.4.3 测功电机的调节	236
11.4.4 微机程序试验的软件系统	236
11.5 应用激光测速仪测量液力变矩器内部流场	237
11.5.1 概述	237
11.5.2 激光多普勒测速仪的测速原理与仪器的简介	238
11.5.3 试验装置	239
11.6 流场测试方法与步骤	241
11.7 测试误差	242
11.7.1 激光多普勒流速仪引起的误差	242
11.7.2 试验测量中的误差	243
11.8 YB-355液力变矩器内部流场的测试结果	243
11.8.1 泵轮流道内在 $i = 0.7$ 时流场的测试结果	243
11.8.2 涡轮流道内在 $i = 0.7$ 时流场的测试结果	244
附录: 液力变矩器应用计算机辅助设计的实例	246
主要参考文献	252

1. 绪 论

1.1 液力传动发展简史

19世纪末20世纪初, 由于航海事业发展, 内燃机功率增大, 转速提高, 但是当时齿轮制造技术水平低, 不能适应发动机的发展。于是, 有人提出用水泵与水轮机相连来传动。然而, 由于管路等损失, 致使传动效率很低, 而不能实用。德国人费丁格尔工程师首先将水泵轮和水轮机叶轮合装于一个壳体内, 从而取消了连接管路, 成为液力变矩器的雏型。其效率提高到80%以上, 达到了实用程度(见图1-1)。由于液力传动的一

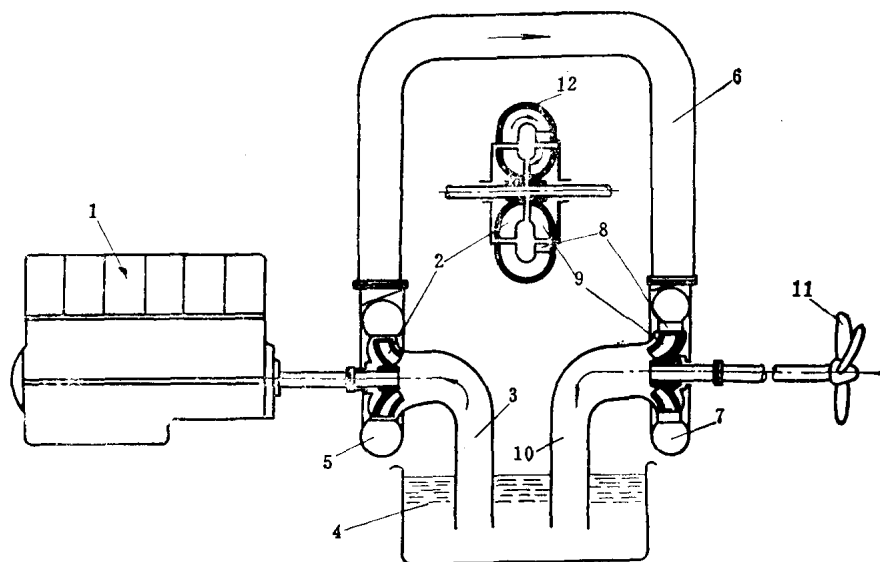


图1-1 液力传动的原理简图

1—发动机; 2—离心泵轮; 3—泵的进水管; 4—集水槽; 5—泵的涡壳;
6—联接管路; 7—水轮机的涡壳; 8—导水机构; 9—水轮机叶轮; 10—
水轮机的尾水管; 11—螺旋桨; 12—液力传动的原理简图。

些优点, 如自动适应、自动增矩变速、减振隔振、无机械损等, 因而时至今日, 液力传动已包括液力变矩器、液力偶合器、液力减速器三个品种, 数百种型式, 广泛应用于汽车、机车、军用车辆、工程机械、筑路机械、建筑机械、石油钻机、机床、船舶及煤矿、冶金、电力、化工机械等等。例如, 美国一为汽车和工程车辆传动生产配套的液力变矩器的厂家, 年产量近20万台。在我国, 于本世纪50年代液力传动首先应用于红旗轿车和内燃机车; 60年代广泛应用于工程机械; 70年代已发展应用于多种行业、多种机械, 先由仿制逐渐走向自行研究、自行设计、自行制造, 建立了多家生产专业厂, 有多个高校与研究所从事研究、研制、试验工作。现有生产厂有60多家, 专业厂10多家。90年预计产量4.16万台(其中偶合器2.6万台, 变矩器1.53万台)。现生产的有57个品种, 四

种系列产品,随着生产发展,颁布了各项标准35个。而且,形成了一个行业,在机械工程学会传动与控制学会下成立了液力传动专业学术委员会。

1.2 近年来液力变矩器结构型式的发展

由于用途不同的机械的应用条件不同,对液力变矩器提出了各种不同的性能的要求。为了适应多种性能的要求,于是,近年来出现了各种形式的液力变矩器。

1.2.1 闭锁式液力变矩器

对于三工作轮简单向心涡轮式液力变矩器来说,其高效范围很窄,在低速和高速区的效率很低,而汽车、工程车辆工作范围要求很宽,不能保证在液力变矩器高效范围内工作,因而降低了传动平均效率,恶化了经济性,并带来较高的散热要求。为扩大变矩器的高效范围,出现了导轮可以自动楔紧与松开的综合式液力变矩器(见图1-2)。导轮

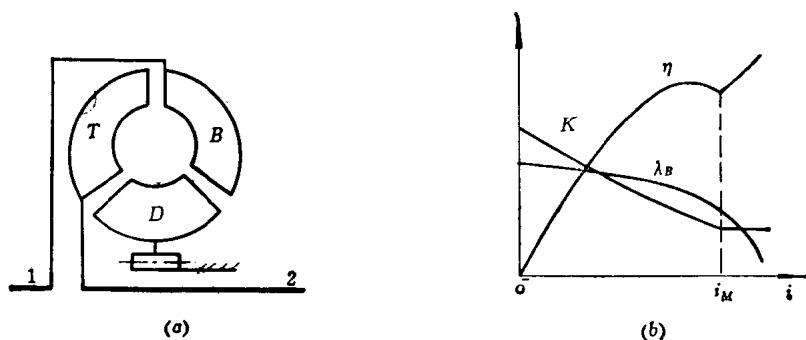


图1-2 综合式液力变矩器
(a) 简图; (b) 工作轮扭矩变化图。

装在单向联轴器上,在低速比时导轮通过单向联轴器锁住不转,当转速比 i 升高时,工作液体作用于导轮的力矩减小,到 i_M 时改变方向,通过单向联轴器使导轮脱开空转,变矩器成为偶合器, $\eta = 1$,因而提高了高转速比区的效率。即使采用综合式液力变矩器,其平均传动效率也只是在80~85%左右。特别是在世界石油危机期间,汽车工业对经济性提出严格要求,因而出现了闭锁式液力变矩器。即在泵轮和涡轮之间加一闭锁离合器 L 。当汽车起步、加速、换档和困难路面行驶需要应用液力变矩器性能时,闭锁离合器 L 松开;当汽车在较好路面平稳行驶时,闭锁离合器 L 结合,泵轮和涡轮整体回转,导轮空转,变成机械传动,从而效率接近于1。据统计采用闭锁式液力变矩器,汽车的耗油量可以降低10~15%。我国自行制造的载重自卸汽车上的闭锁式液力变矩器,以及为车辆研制成功的大功率闭锁式液力变矩器,其性能均接近国际水平。

石油钻机在起钻时需用变矩器增矩、调速、减振的性能,在钻进时工况比较平稳,可应用机械传动,提高工效,因而希望采用闭锁式液力变矩器。现有钻机用液力变矩器导轮是固定的,如反加闭锁离合器闭锁后,由于导轮不转将引起很大搅油损失,试验约为15%。将导轮固定在单向联轴器上,可以解决变矩器闭锁后的搅油损失,但单向联轴器制造精度要求高(相当于滚珠轴承),制造难度大、成本高。北京石油机械所的同

提出, 闭锁时自动地把变矩器内的工作油放净, 消除搅油损失; 解锁时, 再充油。充满油的时间约 $10\sim 15\text{s}$, 这对石油钻机是可以的, 但对汽车等车辆则是不允许的。这项石油钻机用的液力变矩器研制成果, 已获我国发明专利。

1.2.2 双泵轮液力变矩器

在工程车辆上, 当空载行驶时, 发动机功率全部经液力变矩器传递, 用于行驶; 在作业时, 发动机很大一部分功率用于驱动作业机械, 余下一部分经液力变矩器传递驱动车辆以较低速度行驶。因此, 定容量的液力变矩器来传递变化的功率, 就产生了匹配问题。为解决这个问题, 出现了能容可以控制和调节的液力变矩器——双泵轮液力变矩器。其结构与性能见图1-3。

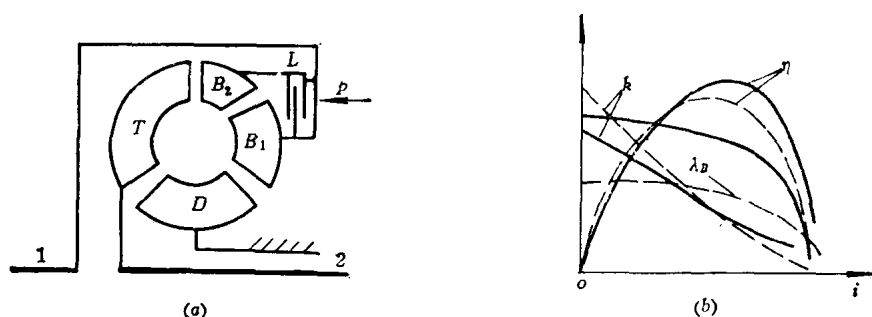


图1-3 双泵轮液力变矩器

(a) 结构简图: 1、2—输入、输出轴; B_1 —主泵轮; B_2 —副泵轮; T —涡轮; D —导轮; L —滑差离合器。(b) 特性: ---滑差离合器结合时的特性; ——滑差离合器分离时的特性。

双泵轮液力变矩器是由两个泵轮(主泵轮 B_1 和副泵轮 B_2)、涡轮 T 和导轮 D 四个工作轮组成的。两个泵轮之间用可控的滑差离合器 L 联结。当滑差离合器 L 的加压油缸的压力达到最大时, 滑差离合器 L 完全结合, B_1 和 B_2 整体回转, 形同一个泵轮, 此时变矩器能容量达到最大, 见图1-3的实线。当滑差离合器 L 完全分离, B_2 空转, 仅 B_1 工作, 此时变矩器能容量最小, 见图1-3(b)的虚线。当滑差离合器 L 加压油缸的压力进行调节, B_2 相对于 B_1 有一定滑差, L 传递一定扭矩, 液力变矩器具有在最大、最小之间无级可调节的能容量。该变矩器在国内已进行研制, 取得了一定的科研成果。

1.2.3 导轮叶片可转动的可调式液力变矩器

当动力机输入特性无法调节(如交流异步电机), 而工作机的转速在负荷不变条件下进行调节, 或在动力机调速范围不大的条件下, 需要获得调节幅度很大的反转制动特性, 此时要求采用调速液力变矩器。在变矩器循环圆内, 可供调节的环节有三种: 调节充液量、流量调节和叶轮的叶片转动(改变叶片角)。其中, 以叶片转动可调式液力变矩器具有较高的效率和调节稳定性。其中, 导轮叶片可转动的可调式液力变矩器用得最多。

导轮叶片转动的可调式液力变矩器的结构与特性, 见图1-4。它是由泵轮 B 、涡轮 T 和叶片固定的导轮1与叶片可转动的导轮2组成的。当导轮的叶片开起角为零时, 导轮

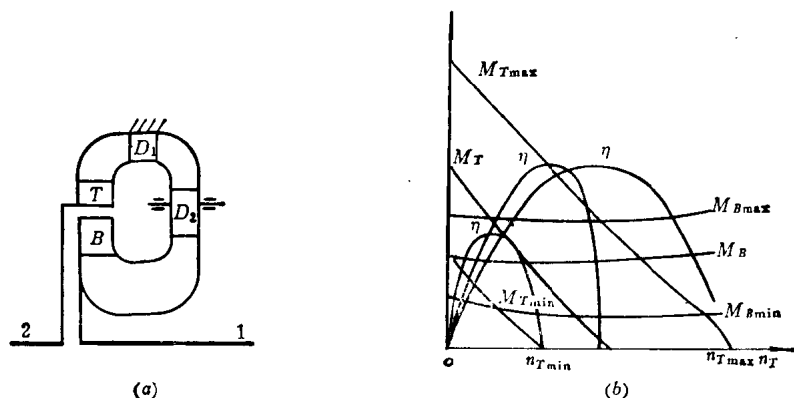


图1-4 导轮叶片转动的可调式液力变矩器

(a) 结构简图; (b) 特性。

2 的叶片将流道通流面积减至最小, 变矩器循环流量最小, 因而变矩器输入转速不变时 (如与交流异步电动机匹配工作时), 输出转速和扭矩均很小, 见 M_{Tmin} 、 n_{Tmin} ; 当导轮 2 的叶片开起角增大时, 导轮 2 内流道通流面积增大, 循环流量增大, 输出扭矩和转速增大, 输出扭矩和转速达到最大见 M_{Tmax} 、 n_{Tmax} 。当外载负载力矩为等扭矩或二次抛物线, 则可以通过调节导轮 2 叶片开起角, 改变输出转速。

导轮叶片可以转动的可调式液力变矩, 在国内已经设计研制成功, 进行了批量生产。在化工机械中, 用来调节输送化工原料的流量; 用在挖泥船及钻机的起重设备上, 以获得可调节的反转制动特性。

1.2.4 双涡轮液力变矩器

有些机械负载变化大, 而且频繁, 为了在工作期间不换档或少换档, 希望液力变矩器具有较大的变矩范围和较宽的高效范围。三工作轮液力变矩器变矩范围较小, 不能满足要求。采用分流的双涡轮液力变矩器, 则可满足这方面的要求。其结构简图和性能见图1-5。

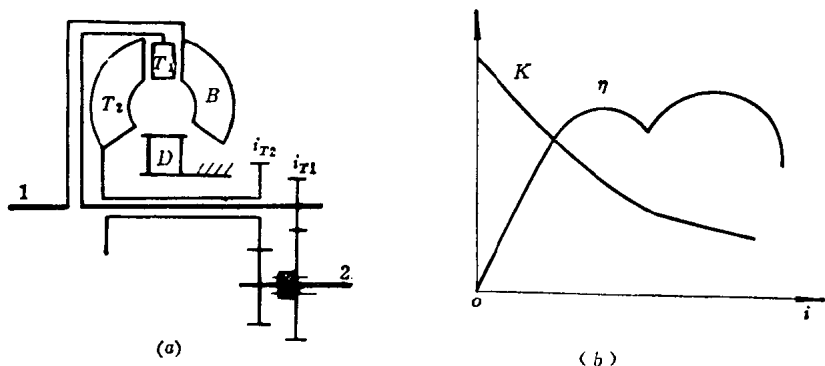


图1-5 双涡轮液力变矩器

(a) 结构简图; (b) 性能曲线图。

双涡轮液力变矩器是由泵轮、第一涡轮 T_1 、第二涡轮 T_2 和导轮等四个工作轮组成的。第一涡轮为轴流式涡轮，通过一对减速齿轮传至输出轴2，其驱动齿轮与输入轴2之间用单向联轴器相连接。第二涡轮 T_2 通过一对减速比接近于1的齿轮传至输出轴2。在低转速比时，主要是第一涡轮起作用，其力矩通过一对减速齿轮增大，传至输出轴2，因而输出力矩 M_2 较大，变矩比 $K=M_2/M_1$ 较大，此时第二涡轮传递的力矩很小。随着转速比 i_{21} 增大，第一涡轮传递的力矩迅速下降，第二涡轮传递的力矩逐渐增大，总的输出力矩逐渐减小。至某一转速比 i_{21} 时，第一涡轮传递力矩降至零， i_{21} 再增大，第一涡轮传递扭矩改变方向，而使单向联轴器 L 松开，第一涡轮与输出轴2脱开而空转，此时仅有第二涡轮的力矩传至输出轴2，成为单涡轮的三工作轮液力变矩器的工作状态，获得较低的变矩比和较高的效率。

这类双涡轮液力变矩器在国内已经研制成功，性能达到国际先进水平，并已批量生产，广泛应用于轮式装载机上。

1.2.5 导轮反转液力变矩器

提高变矩比和扩大高效范围，也可以走另外一条路，采用导轮反转的液力变矩器，其结构及性能见图1-6。

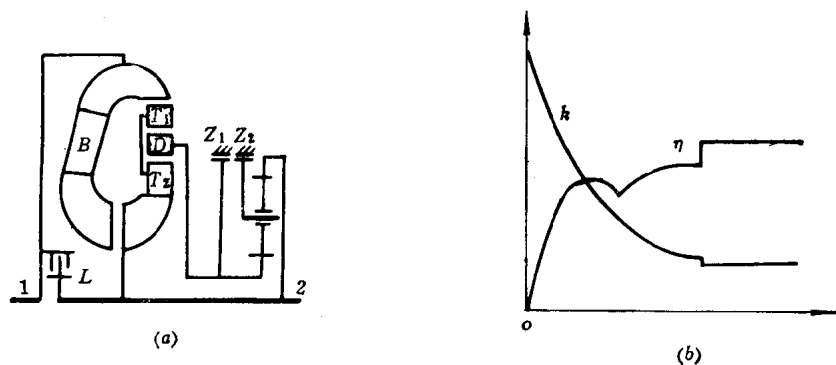


图1-6 导轮反转的液力变矩器

(a) 结构简图；(b) 性能曲线图。

导轮反转的液力变矩器是由泵、二级涡轮(T_1 、 T_2)和导轮及行星排组成的。当制动器 Z_2 制动时，输出轴2通过行星排带动导轮反转，使涡轮输出力矩增大，起变动矩比增大， K_0 可达8左右。随着转速比 i_{21} 增大，涡轮输出力矩减小，至某转速比时制动器 Z_2 松开，制动器 Z_1 制动，导轮 D 不转，如同普通的二级液力变矩器工作，变矩比较小，效率较高。这种型式的液力变矩器在国外用于内燃机车、公共汽车、小汽车的自动变速箱，而国内大功率挖掘机也采用了这种液力变矩器。

1.2.6 功率回输复合分流液力变矩器

在探求高变矩比和扩大高效范围方面，还出现了另一种液力变矩器——功率回输复合分流液力变矩器。其结构及性能见图1-7。

这种液力变矩器是由泵轮、第一涡轮 T_1 、第二涡轮 T_2 、导轮 D 等四个工作轮，一个圆柱齿轮差速器和一个锥齿轮差速器，两个单项联轴器 M_1 、 M_2 组成的。动力由轴1输

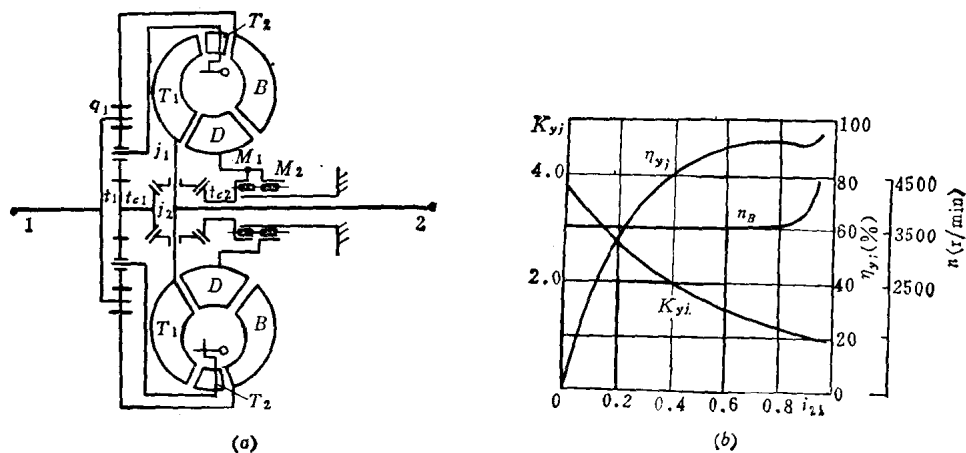


图1-7 功率回转复合分流液力变矩器

(a) 结构简图; (b) 性能曲线图。

入, 驱动泵轮, 第一涡轮输出力矩经圆柱齿轮差速器一部分回输给泵轮, 增大泵轮扭矩 (增大能容量可减少尺寸), 另一部分由太阳齿轮经锥齿轮差速器加力后传至输出轴 2。第二涡轮 T_2 上的扭矩直接传至输出轴 2。随着转速比 i_{21} 增大, 第一涡轮上的力矩逐渐减小, 至某一工况降至零, 接着反向, 此时单项联轴器 M_1 松开, 第一涡轮与输出轴无固定联系而空转, 液力变矩器成普通三工作轮液力变矩器工作。当转速比 i_{21} 继续增大, 导轮上的力矩减小, 直至零变向, 此时单项联轴器 M_2 松开, 导轮空转, 液力变矩器成偶合器工作。整个液力变矩器工作是由液力自动控制进行的, 不需外界来控制, 形成自动传动。在国外, 应用于小汽车或公共汽车上。在国内, 正处于研制之中。

1.2.7 低变矩比液力变矩器-偶合器

煤矿用刮板输送机常用交流异步电动机作为动力, 采用限矩型液力偶合器作为传动装置, 以便于起动, 并具有正常工作时的效率高。但是, 由于液力偶合器不能变矩, 在重载起动时, 往往由于起动困难, 偶合器工作油过热, 易熔保险塞熔化而喷油, 并易引起火灾。为了提高液力偶合器的起动力矩, 希望其在起动工况是变矩器工作, 在正常工作状态仍保持偶合器工况工作, 保持高效率, 因而研制出低变矩比的变矩器-偶合器。其结构与性能见图1-8。

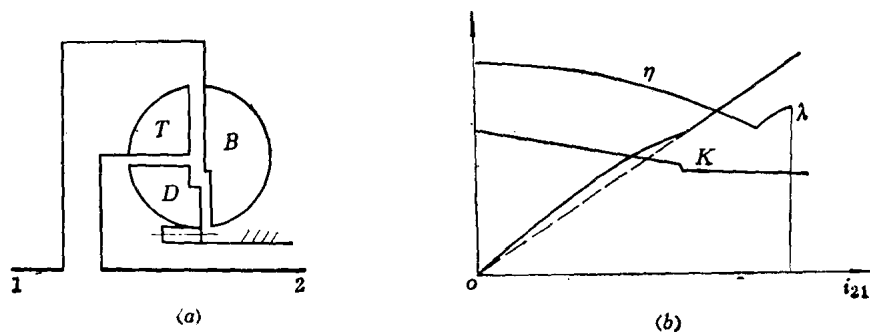


图1-8 低变矩比液力变矩器-偶合器

(a) 结构简图; (b) 性能曲线图。

循环圆内工作液不充满,在低转速比时,工作液在循环圆内形成大循环,工作液体经过导轮 D ,而使涡轮增矩,使变矩比 K 大于1, $K_0 \approx 1.4 \sim 1.5$ 。起步正常工作时,转速比较高,循环圆内工作液体形成在外圈的小循环,工作液体不经导轮,仅在泵轮 B 和涡轮 T 之间循环,成偶合器工作,效率高于0.95。此变矩器已研制成功,应用于煤矿机械中。

1.3 理论与设计方法方面的研究与发展

1.3.1 建立在一元束流理论基础上的理论与设计方法的研究

液力变矩器早期研制,是凭经验,采用多种模型及试验来筛选、改进,最后定型。随着技术的发展,理论的建立,要求应用计算方法来进行设计,并使做出的产品的试验性能与计算性能相一致。由于束流理论的一些假定与实际流动状况差别很大,一些损失按固定流道方法计算与旋转流道内流动不相符,再加上参数众多,使得计算复杂又困难。而且实际试验性能与计算性能差别很大,一般仅以计算作为初算,第一轮试制后再根据试验性能以一般理论为指导进行修改设计,需要几经修改才能最后定型。或者设计多种工作轮,通过试验来选配。总之研究的周期较长、工作量大、成本费用高。因此,人们为完善建立于一元束流理论基础上的设计方法,进行了多方面的研究工作。特别是在本世纪60、70年代达到了高潮。主要研究解决以下几个主要问题:

1.3.1.1 考虑液流在工作轮出口处的偏移(考虑有限叶片的影响,引起液流出口流动方向偏移叶片角方向)

以前考虑叶片有限数目对液流出口方向影响,是借用水泵和水轮机叶片机械的计算公式。这些公式由于液力变矩器的泵轮和涡轮与水泵、水轮机工作状态不完全相同,因而不完全符合。有人应用液体沿叶片弯曲流道运动的惯性和叶片间液体转动形成涡旋运动,来分析解释了各种工作轮(离心式、轴流式、向心式)在固定时或旋转时出口液流偏离叶片角的方向。对于偏离的程度,根据研制的经验或验算已有一系列液力变矩器给出经验计算公式或经验数据。

有些人通过对一系列向心涡转液力变矩器进行验算,得到常用叶片数的出口偏角的经验值, $\Delta\beta_{T2}=1^\circ \sim 7^\circ$,离心涡轮 $\Delta\beta_{T2}=1^\circ \sim 2.5^\circ$,导轮 $\Delta\beta_{D2}=1^\circ \sim 3^\circ$ 。

考虑液流出口偏离角后,以液流角(而非叶片角)代入公式进行能头、力矩、性能计算,更接近于实际。

1.3.1.2 摩擦损失系数

考虑到液流在流道内流动时液体与流道的摩擦,液体分子之间的摩擦,以及液体在流道内流动因扩散收缩和回转引起的损失统算为摩擦损失,与流量的平方成正比。在液力变矩器内,流道的摩擦损失要比在静止流道内的流动摩擦损失大几倍。因为除以上损失之外,可能存在涡旋损失。现在计算摩擦损失,仍借用一般流道流动的计算公式,但摩擦损失系数根据经验数据给出。

1.3.1.3 冲击损失系数

实践表明,冲击损失系数不是常数。若按常数计算,将出现计算性能与试验性能的