

行走机械液压技术

朱家璉 编著

XINGZOU JIXIE YEYA JISHU



化学工业出版社

行走机械液压技术

朱家璉 编著

XINGZOU JIXIE YEYA JISHU



化学工业出版社

· 北京 ·

本书较系统地介绍现代行走机械液压技术的最新成果,突出先进性、实用性。内容主要包括多路阀技术,液压系统效率,负荷传感系统,流量共享,全液压静、动态动力转向,流量放大器,汽车式驱动与防熄火控制、液压混合动力、全液压制动、冷却风扇液压驱动等。

本书可供从事液压技术设计、使用、教学、科研的技术人员参考,也可作为高等院校相关专业师生的教学参考书。

图书在版编目(CIP)数据

行走机械液压技术/朱家珽编著. —北京:化学工业出版社, 2014. 8

ISBN 978-7-122-21178-1

I. ①行… II. ①朱… III. ①车辆-液压技术
IV. ①U②TH137

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2014) 第 145521 号

责任编辑: 张兴辉
责任校对: 徐贞珍

文字编辑: 张燕文
装帧设计: 王晓宇

出版发行: 化学工业出版社 (北京市东城区青年湖南街 13 号 邮政编码 100011)

印 装: 大厂聚鑫印刷有限责任公司

710mm×1000mm 1/16 印张 11½ 字数 206 千字 2015 年 1 月北京第 1 版第 1 次印刷

购书咨询: 010-64518888 (传真: 010-64519686) 售后服务: 010-64518899

网 址: <http://www.cip.com.cn>

凡购买本书, 如有缺损质量问题, 本社销售中心负责调换。

定 价: 49.00 元

、版权所有 违者必究

前言

Foreword

大量采用近代液压技术的行走机械，包括的范围很广：专用汽车、建筑机械、工程车辆和机械、农业机械、搬运机械、军用特种车辆等。这使得近代行走机械液压（mobile hydraulic）成为液压行业中非常重要的一个部门。

本书力求较系统地介绍近代行走机械液压技术的成果和知识，内容包括多路阀技术，液压系统效率，负荷传感系统，流量共享，全液压静、动态动力转向，流量放大器，汽车式驱动与防熄火控制（automotive style drive and anti stall control），液压混合动力，全液压制动，冷却风扇液压驱动等。

本书取材于一些如 Rexroth、Parker、Hawe、Char-Lynn Co.、Eaton、Sauer Danfoss、Innas B. V.、Meritor WABCO、MICO 等公司以及研究机构和院校发表的报告、论文、专利文献和产品样本等，并加以理解和整理成此书，以与从事行走机械液压技术的设计、使用、教学、科研、销售以及液压爱好者等各类人员分享，并适用于具有初步液压知识而想进一步了解行走机械现代液压技术的各类人员阅读。也可作为高等院校相关专业师生的教学参考书。

由于本书作者知识水平和对上述资料文献的理解所限，难免存在不妥之处，敬请专家和读者斧正！

编著者

目 录

Contents

Chapter ①	第 1 章 中开式旁通分流多路阀 /1	
	1.1 中开式旁通分流多路阀工作阀块的结构特点	1
	1.2 等效液桥	2
	1.2.1 四通换向阀的等效液桥	2
	1.2.2 六通阀块的等效液桥	3
	1.2.3 串联、并联、串并联回路工作阀块的等效液桥	3
	1.3 定量泵中开液压系统常规多路阀旁通节流调速	5
	1.4 旁通式分流多路阀应用于定量泵系统的工作特性	6
	1.5 多路阀的基本工作特性	8
	1.6 换向阀的尺寸链对换向工作性能的影响	10
Chapter ②	第 2 章 液压系统效率 /13	
	2.1 液压系统效率	13
	2.1.1 液压系统总效率 $\eta_{\text{总}}$	13
	2.1.2 液压系统容积效率 $\eta_{\text{容}}$	14
	2.1.3 液压系统结构效率	14
	2.2 有关液压系统效率的分析	15
	2.2.1 “负荷干涉”的概念	15
	2.2.2 “功率跟随性”的概念	16
	2.3 根据“压力-时间、流量-时间”的变化关系来查找设计中存在的问题	17
	2.4 开式液压系统中开定量泵系统与中闭变量泵系统比较	18
Chapter ③	第 3 章 传统负荷传感系统 /20	
	3.1 负荷传感液压系统基本原理	20
	3.2 阀控负荷传感	21

3.2.1	负荷传感流量控制阀	21
3.2.2	阀控负荷传感的本质	22
3.2.3	阀控负荷传感流量控制阀的结构实例	22
3.3	阀控负荷传感多路阀	23
3.3.1	单回路阀控负荷传感多路阀	23
3.3.2	多回路阀控负荷传感系统	23
3.4	压力补偿器	25
3.5	带有压力补偿器的阀控负荷传感多路阀系统	26
3.5.1	压力补偿器在阀控负荷传感多路阀系统中的作用	26
3.5.2	实例——德国哈威的阀控负荷传感多路阀系统	27
3.5.3	定量泵阀控负荷传感系统能量利用	27
3.6	泵控负荷传感系统	29
3.6.1	泵控负荷传感原理	29
3.6.2	泵控负荷传感系统的压力	29
3.6.3	泵控负荷传感系统的流量	30
3.7	多个工作阀块泵控负荷传感多路阀系统	31
3.8	泵控负荷传感系统中的功率损失	33
3.9	流量饱和问题的提出	33

Chapter 4

第4章 全液压动力转向器与系统 /35

4.1	概述	35
4.2	Orbit 全液压转向器的基本结构	37
4.2.1	基本结构	37
4.2.2	基本工作原理	38
4.3	负荷传感全液压转向器	40
4.3.1	负荷传感转向系统实例	40
4.3.2	静态与动态信号负荷传感转向系统	42
4.3.3	静态与动态信号优先阀	44
4.3.4	具有动态信号优先阀的变量泵负荷传感转向系统	44
4.4	流量放大转向装置	47
4.4.1	流量放大阀	48
4.4.2	同轴流量放大器	51
4.4.3	丹佛斯流量放大器	55

4.5	三轮与四轮特种车辆液压转向控制系统	60
4.5.1	四轮特种车辆液压转向控制系统	60
4.5.2	三轮车辆液压转向控制系统	62

Chapter 5 第5章 流量共享负荷传感系统与其他 /65

5.1	传统负载传感系统无抗泵流量饱和能力	65
5.2	采用流量共享(LIFD 或 LUDV)技术解决流量饱和问题	68
5.3	流量共享压力补偿方向控制阀块结构实例	70
5.3.1	意大利 Hydrocontrol 公司 HC-EX34 阀的流量 共享技术	70
5.3.2	力士乐 M7-22 LUDV 阀块	72
5.3.3	Parker 公司具有抗饱和能力的前补偿系统	76
5.4	负流量控制 (Negative Flow Control)	78
5.5	正流量控制 (Positive Flow Control)	79

Chapter 6 第6章 汽车式驱动与防熄火控制 /80

6.1	电子控制汽车式驱动与防熄火	80
6.2	几种商业化电子控制汽车式驱动系统	85
6.2.1	EATON 公司的电控汽车式传动系统 (Electronic Trans- mission Automotive Control——ETAC)	85
6.2.2	Sauer Danfoss 的汽车式驱动系统 (Automotive Control——AC)	87
6.2.3	博世力士乐行走机械液压智能电子系统	88
6.2.4	博世力士乐行走机械液压智能电子系统应用实例	91
6.3	纯粹的液压机械闭环控制汽车式驱动控制——力士乐 DA 控制	92
6.3.1	概述	92
6.3.2	发动机转速传感阀——DA 阀	94
6.3.3	DA 泵斜盘上的作用力	97
6.3.4	DA 泵的控制与调节特性	99
6.4	变量马达的控制	104

7.1 概述	107
7.1.1 混合动力车辆的特征	108
7.1.2 液压混合动力车辆的优点、适用场合与面临问题	108
7.1.3 液压系统中的一次与二次元件	111
7.2 并联液压混合动力系统（轻度混合）	113
7.2.1 几种并联液压混合动力系统实例	113
7.2.2 控制策略简述	116
7.3 串联液压混合动力系统（全混合）	119
7.3.1 串联液压混合动力系统	119
7.3.2 串联液压混合动力系统实例	123
7.4 混联液压混合动力系统	135
7.5 功率分流机械液压混合动力驱动系统	136
7.5.1 机械液压功率分流传动三种基本结构	138
7.5.2 选择性能优良的静液压元件至关重要	140
7.5.3 功率分流传动实例——Fendt Vario900 变速器	142

8.1 概述	144
8.2 Meritor WABCO 具有紧凑型液压部件的全液压动力 制动系统	145
8.3 WABCO 双回路全液压动力制动系统	147
8.3.1 液压蓄能器	147
8.3.2 三回路系统的切断阀	149
8.3.3 双回路系统制动阀	149
8.3.4 继动阀	151
8.3.5 驻车制动阀	152
8.3.6 弹簧加载液压释放作动器	153
8.4 MICO 公司的拖车电动全液压动力制动系统	154
8.5 全液压动力制动系统设计——行车制动系统设计需 考虑的关键问题	157
8.6 全液压动力制动系统举例	160

8.6.1	单回路全液压制动系统	160
8.6.2	双回路全液压制动系统	161
8.6.3	特种车辆的全液压制动系统	161

Chapter 9 | 第9章 行走机械冷却风扇的液压驱动 /164

9.1	概述	164
9.1.1	控制发动机冷却水温有利改善燃料经济性和降低排放	164
9.1.2	车辆冷却风扇传统驱动方式存在的问题	164
9.2	车辆冷却风扇的特性	166
9.3	冷却风扇液压驱动系统	167
9.3.1	液压驱动冷却风扇的优点	167
9.3.2	两种液压风扇驱动系统——定量泵系统和变量泵系统	168
9.4	液压风扇控制方法与反比例溢流阀的使用	169
9.5	冷却风扇液压驱动系统的计算	170
9.6	冷却风扇液压驱动系统温度与转速线性对应控制	171

参考文献 /173

第1章

中开式旁通分流多路阀

根据相关行业报道的数据,截至2012年底,中国工程机械主要产品保有量约为561万~608万台,2013年中国叉车保有量已达200万台以上。由此可见,包括工程机械、物料搬运机械在内的行走机械等是多路换向阀的主要应用领域。

行走机械作业装置工作时,常需要多个液压阀来控制其液压执行机构的动作、压力和流量。多路阀则是以两个以上的换向阀为主体(称为工作阀块),将单向阀、主安全阀、过载阀、补油阀、负荷传感优先阀、梭阀、制动阀等组合于一体的多功能集成阀,是一种能控制多个液压执行机构(负载)的功能齐备、结构紧凑的换向阀组,具有使多执行机构液压系统管路简洁、压力损失小、安装方便等优点。多路阀分为整体式和分片式两类,分片式多路阀可根据液压系统的设计需要灵活组合,以适应各种主机的要求。

1.1 中开式旁通分流多路阀工作阀块的结构特点

可以认为多路阀工作阀块的基本结构特点是由一个三位四通(PTAB)换向阀加一个两位两通阀(P1——中开油道上游→T——中开油道下游)组成的六通型阀,其中三位四通(PTAB)解决换向问题,两位两通(PT)解决中位卸荷问题。图1-1所示为一个典型的六通型阀块。

各联工作阀块拼合在一起时,上游阀块的中开油道下游(T)将与下一联阀块(下游阀块)的中开油道上游(P1)连接。

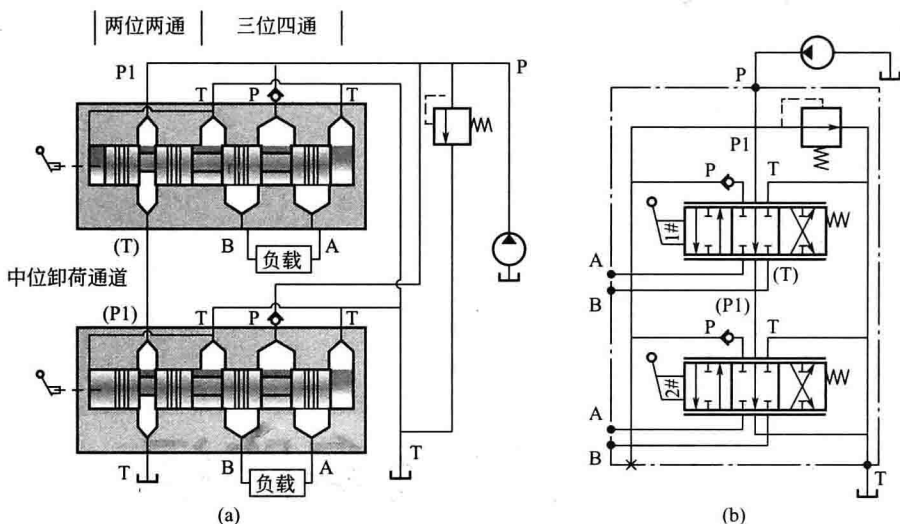


图 1-1 六通型阀是多路阀工作阀块的典型基本结构

P—压力油口；P1—通往中开油道；A,B—工作油口；T—回油口

1.2 等效液桥

1.2.1 四通换向阀的等效液桥

四通换向阀可以用一个等效液桥来描述，如图 1-2 所示，假设讨论的换向阀芯具有直边台阶，阀芯向左移动并打开一个宽度为 h 的开口，如图 1-2(a) 所示，此时流体流过这个开口的面积 A 为

$$A = \pi dh$$

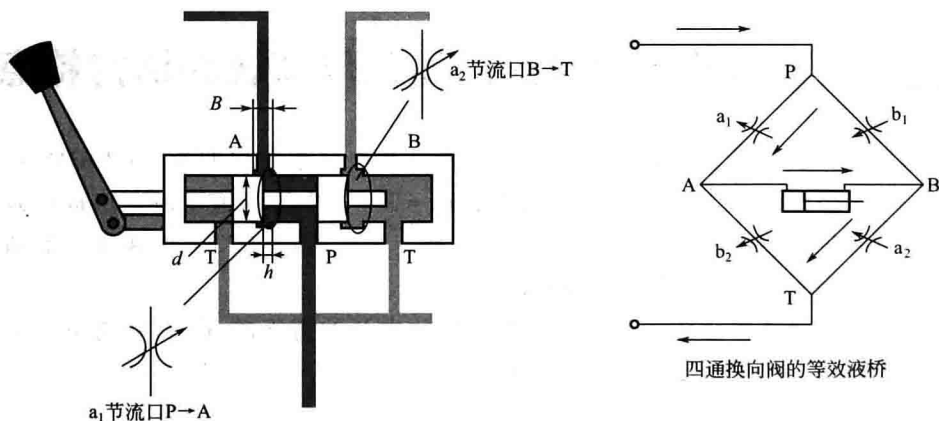


图 1-2 换向阀芯和阀槽构成可变工作节流口及等效液桥

B—阀体上的槽宽；h—阀开口量；d—阀芯直径

换向阀芯和阀孔的每一个阀芯边与阀槽相对位移构成一个可变工作节流口（可变液阻），图 1-2(a) 所示四通换向阀芯位置，构成两个节流口： $P \rightarrow A$ （称 a_1 ）、 $B \rightarrow T$ （称 a_2 ）；当阀芯向右移至另一个工作位置时则形成另两个可变节流口： $P \rightarrow B$ （称 b_1 ）、 $A \rightarrow T$ （称 b_2 ）。这四个节流口构成了一个四通换向阀的等效液桥，如图 1-2(b) 所示，它是一个液压全桥。

这种直边台阶的阀芯结构，流体过流面积 A 与开口量 h 呈线性关系。结构虽然简单，但流量的调节范围较小，小流量时流量不稳定。为了改善阀杆零位附近移动时的微调灵敏性，通常在阀杆台肩处加工有微小切口。多路阀阀杆的节流槽口形式、节流面积变化特性决定着多路阀操作时的微调特性，这是多路阀设计的核心。图 1-3 给出了一种多路阀阀杆的节流槽口的设计方式。

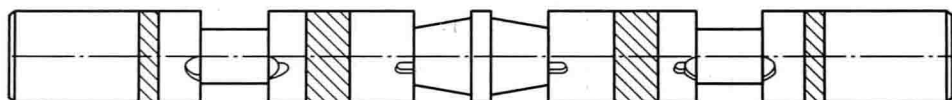


图 1-3 一种多路阀阀杆的节流槽口的设计方式

1.2.2 六通阀块的等效液桥

前面提到多路阀工作阀块的结构基本特点是一个由三位四通（PTAB）换向阀 + 两位两通阀组成的六通型阀，它们的等效液桥如图 1-4 所示。

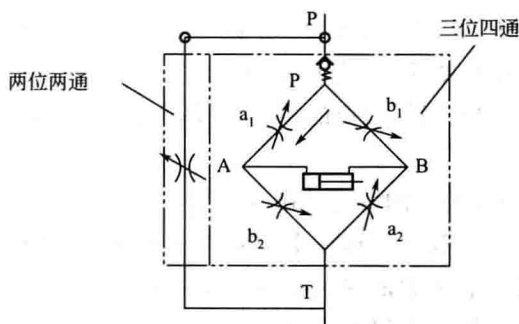


图 1-4 六通阀块的等效液桥

1.2.3 串联、并联、串并联回路工作阀块的等效液桥

各种类型的工作阀块可拼合构成串联、并联、串并联回路，图 1-5 所示为由各分片式阀块拼合成的并联回路多路阀。

图 1-6 所示为串联、并联、串并联油路的等效液桥，下面对图 1-6 的各回路作一些说明。首先，阀在中位时，中开油道流经各阀块中常开的“两通”可变节流口，实现中位卸荷；同时规定四通阀是 O 型机能阀，即中位时 a_1 、 a_2 及 b_1 、 b_2 可变节流口都是关闭的。

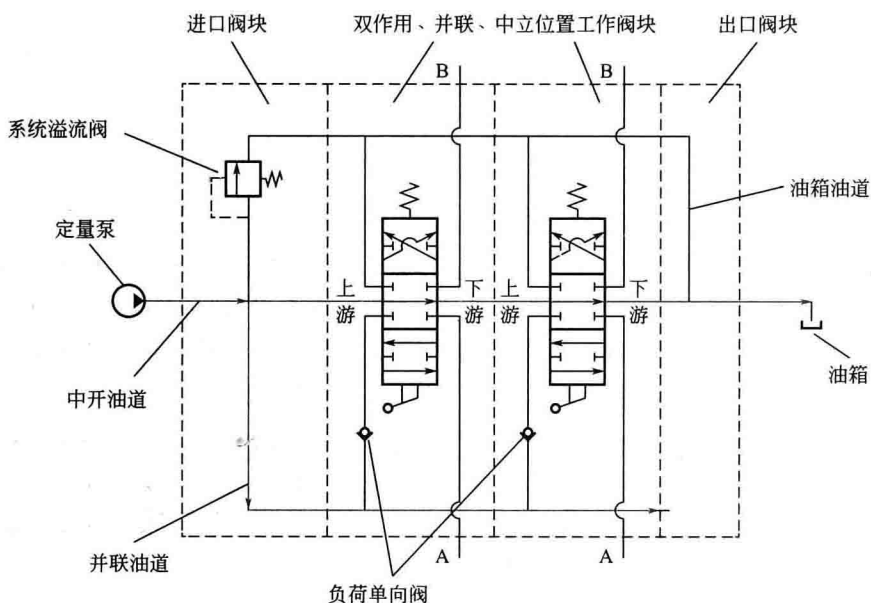


图 1-5 由各分片式阀块拼合成的并联回路多路阀

(1) 并联回路 (Parallel) 的特点 [图 1-6(a)]

① 对照图 1-6(a) 中右图，液压油从并联油道流入工作阀块，从工作阀块出口流出的液压油流回油箱油道。

② 每一对工作油口可变节流口 a_1 、 a_2 或 b_1 、 b_2 逐渐打开的同时，中开油道相应的两通可变节流口逐渐关闭，两通可变节流口完全关闭，则工作油口完全开启。

③ 压力油首先流向负载压力低的执行元件，也就是负载压力低的执行元件首先动作。

(2) 串联回路 (Series) 的特点 [图 1-6(b)]

① 对照图 1-6(b) 中右图，阀在中位时，中开油道流经各工作阀块中的两通可变节流口是常开的，液压油依次从中开油道上游至下游流入各工作阀块，从各工作阀块出口排出的液压油流到下游阀块开启的中开油道，流回油箱油道。

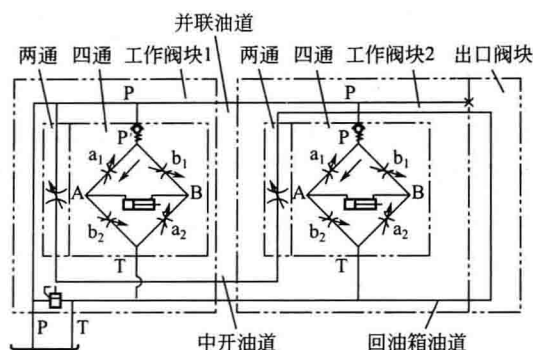
② 各联阀所控制的执行元件可同时工作。

③ 泵出口压力为所有工作阀块的负荷压力之和。

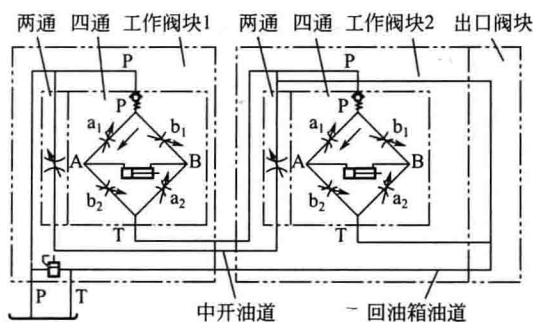
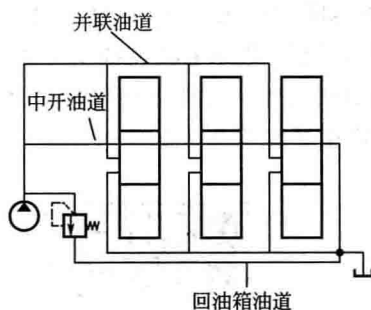
(3) 串并联回路 (Tandem) 的特点 [图 1-6(c)]

① 对照图 1-6(c) 中右图，液压油从中开油道流入各工作阀块，从各工作阀块出口排出的液压油流回油箱油道，即各工作阀块间进油串联，回油并联。

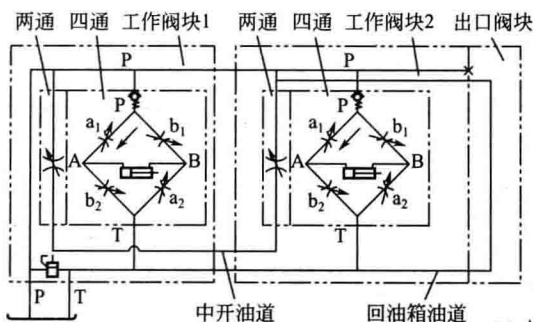
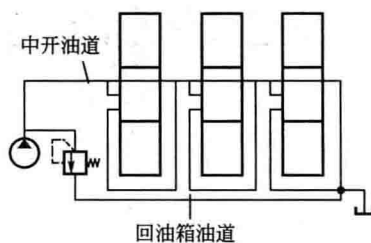
② 上游阀块具有工作优先权，但上游阀块进行微动操作时，下游阀块仍有可能同时动作。



(a) 并联回路



(b) 串联回路



(c) 串并联回路

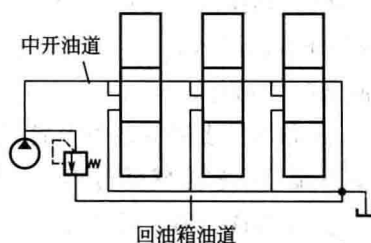


图 1-6 串联、并联、串并联油路的等效液桥

1.3 定量泵中开液压系统常规多路阀旁通节流调速

图 1-7(a) 所示为一个用于定量泵系统，控制液流方向和调节流量的多路阀工作阀块，其阀杆左移至工作位置时，对应的工作节流口 $P_p \rightarrow A$ 与 $P_p \rightarrow T$ ，这两个工作节流口是并联的 [图 1-7(b)]，多路阀操作者通过移动阀杆，改变 $P_p \rightarrow T$ 阀口开度，使旁通的多余流量 $Q_{\text{多余}}$ 发生变化，来调节通过 $P_p \rightarrow A$ 节流口去执行器的流量 Q_L ，以实现对负载运动速度的控制。此时， $P_p \rightarrow T$ 节流口压差 Δp 为油泵输

油压力 p_P 与回油口 T 处油压 p_T 之差, 因为 $p_P = p_L + \Delta p_{\text{阀损失}}$, p_P 随 p_L 变化, 故 Δp 也随负载压力 p_L 变化, 因此即使在同一阀杆位移位置下 ($P_P \rightarrow T$ 阀口开度不变), 流量 $Q_{\text{多余}}$ 也随负载压力 p_L 变化而变化。与此同时, 多余流量 $Q_{\text{多余}}$ 带来功率浪费; 另外, 负载增加时, Δp 数值也往往较大, 使液压油流过节流阀口时, 对阀杆产生了相当大的稳态液动力, 换向操作显得不平稳。

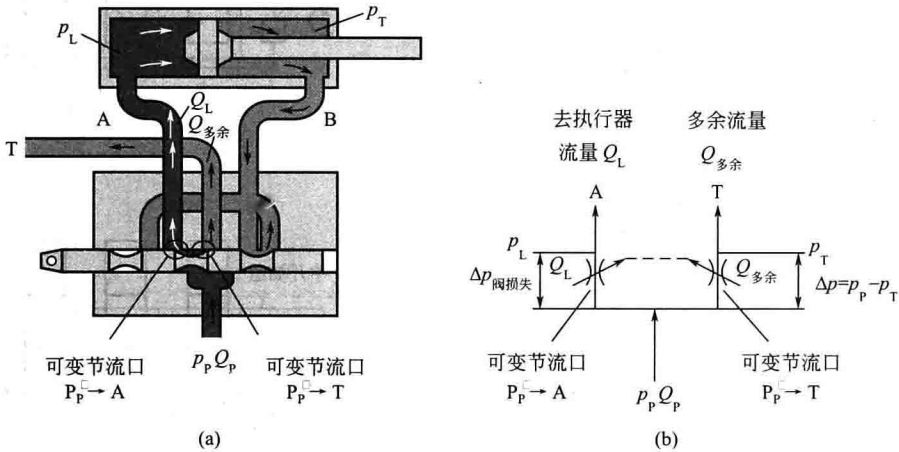


图 1-7 定量泵中开系统旁通式分流

- 综上所述：
- ① 移动换向阀的阀芯改变可 $P_P \rightarrow A$ (B) 与 $P_P \rightarrow T$ 可改变节流口通流面积, 随着滑阀行程增加, $P_P \rightarrow T$ 逐渐关闭, $P_P \rightarrow A$ (B) 逐渐打开, 通往负载口 A (B) 的流量随之增加。
 - ② 旁通式多路阀的调节特性, 与负载压力的大小有关, 同时取决于换向滑阀可变节流口面积形状随行程变化特性。
 - ③ 在滑阀行程一定的情况下, 负载压力的变化会影响通往负载口 A (B) 的流量大小, 尤其在负载压力较高时, 多路阀的调节特性变得更差。

1.4 旁通式分流多路阀应用于定量泵系统的工作特性

图 1-8 给出了旁通式多路阀应用于定量泵系统的工作特性。可以看出, 当阀杆从中位移动 S_2 行程时, 在负载压力下, 泵输出的流量 Q_P (参见图 1-9) 一部分由 $P_P \rightarrow A$ (B) 流入负载 (负载流量 Q_L), 是有用的输出功率, 多余部分则由 $P_P \rightarrow T$ 流回油箱, 造成能量浪费。

同时, 图 1-8 中还给出了给定阀杆行程 S 下的负载流量 Q_L 随负变化的曲线,

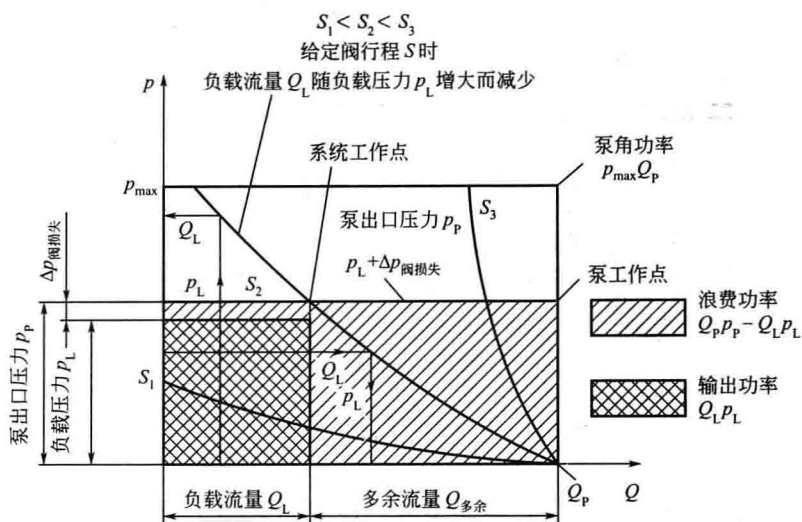


图 1-8 旁通式分流多路阀应用于定量泵系统的工作特性

载压压力 p_L 增高则负载流量 Q_L 随之减少，反之亦然。

定量泵中开液压系统中，多路阀阀芯行程 S 大小（开口面积）与流经流量无比例关系，如图 1-9 中泵的輸出流量为 75L/min，阀杆在某个位置时有 25L/min 的负载流量 Q_L 进入油缸 A 腔，而多余流量 $Q_{\text{多余}}$ 则旁通分流回油箱，旁通可变节流口 $P \rightarrow T$ 两端压差 Δp 是随负载变化的，如果要保持负载变化时负载流量 Q_L 不变，则阀芯需根据负载的变动而不断地调整其位移量以改变节流口开口大小，这样的操控性能显然是不理想的。

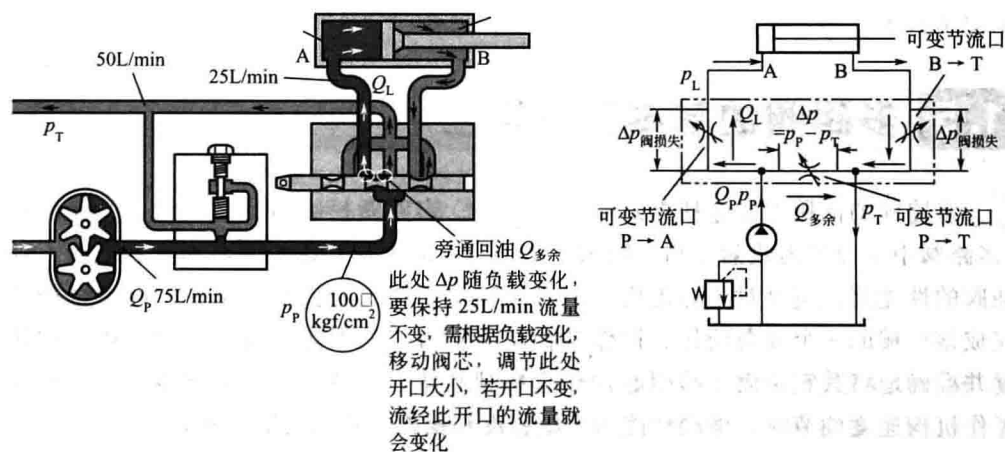


图 1-9 阀芯需根据负载的变动调整其开口以使负载流量 Q_L 不变

($1 \text{ kgf/cm}^2 \approx 0.1 \text{ MPa}$)

图 1-10 所示为一个典型的中开式、由齿轮泵组成的定量泵液压系统。设液压泵

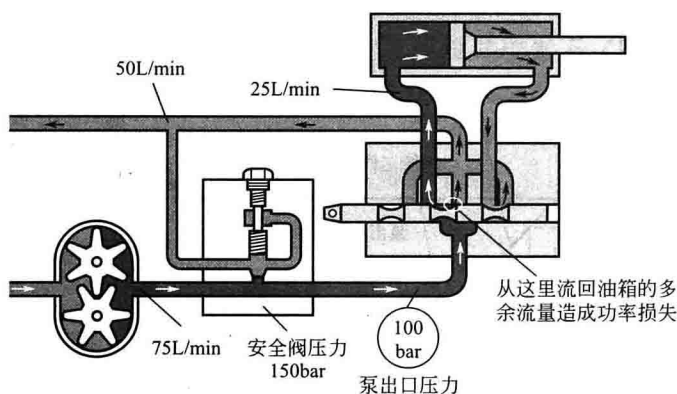


图 1-10 旁通多余流量造成功率浪费
(1bar=0.1MPa)

可提供 75L/min 的流量，液压缸驱动负载的压力需达到 100bar (1bar=0.1MPa)。若液压油缸按所需的速度运动，仅需要 25L/min 流量，则有 50L/min 的多余流量返回油箱。但是，所有 75L/min 流量的工作压力均为 100bar。下面来计算一下（不考虑压力损失）：

有用功率为

$$(100\text{bar} \times 25\text{L/min}) / 600 = 4.2\text{kW}$$

无用功率为

$$(100\text{bar} \times 50\text{L/min}) / 600 = 8.3\text{kW}$$

计算结果表明仅有 4.2kW 的功率被用于驱动负载做功。流回油箱的多余流量带来 8.3kW 的功率损耗。对于这类定量泵，系统工作时需要的负载流量越小，功率损失越大。

1.5 多路阀的基本工作特性

多路阀的使用性能包括多路阀压力损失、多路阀操纵力、微动性、内泄漏量（多路阀中立位置内泄漏量和多路阀换向位置内泄漏量）以及安全阀、过载阀、补油阀的性能等。但是对于行走机械上直接操作多路阀的操作者来说，能否轻松地完成该机械的一个复杂动作、操作是否简单省力、是否能精确控制执行机构的速度并准确地将其定位而不易引起操作者精神和体力疲劳，是关心的重点。这涉及工作机构速度调节时，微动性能的灵敏程度和操作是否省力等问题。

微动特性是指多路阀阀杆在中位附近作微小移动时，控制流量和压力的灵敏程度。多路阀微动特性包括流量微动特性和压力微动特性两类，它们可以通过试验获取。流量微动特性如图 1-11 中 P→A (B) 流量微动特性和 A (B)→T 流量微动特性所示。压力微动特性，显示滑阀需移动多少行程才能建立起能克服负载的