

高等学校試用教科書

动力式液力傳动

林建亞、刘冀察編譯

只限学校內部使用



中国工业出版社

本书系根据高等工业学校水力机械专业液力传动专门化的教学大纲和苏联专家B·H·普罗柯菲耶夫教授在我校任教的讲稿編譯的。主要内容
包括：动力式液力传动的两种主要型式——动液耦合器和动液变矩器的工作
原理，基本性能及其水力設計和特性分析計算方法。此外，概要的叙述
了液力机械传动及其基本組成部分——齿輪差速机构的特性和研究方法。
最后并对动力式液力传动的应用問題作了介紹。

本书除供高等工业学校水力机械专业作为教材外，也可供动力式液力
传动的設計、制造、使用部門的工程技术人员参考。

动力式液力传动

林建亚、刘冀察編譯

*

第一机械工业部教材編审委员会編輯（北京复兴門外三里河第一机械工业部）

中国工业出版社出版（北京佟麟閣路丙10号）

（北京市书刊出版事业許可証出字第110号）

中国工业出版社第二印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店經售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印張 $28 \frac{1}{8}$ · 插頁 1 · 字数 666,000

1962年2月北京第一版·1962年2月北京第一次印刷

印数 00,001—01,420 · 定价(10-6)3.35元

*

統一书号：15165·381(一机-56)

前 言

本书系根据高等学校水力机械专业液力传动专门化“动力式液力传动”课程教学大纲编订的，并以苏联专家B. H. 普罗柯菲耶夫教授于1958—1959年在我校水力机械专业任教时的讲稿作为蓝本编订而成的。我们除了对为数不多的某些章节（将在下面指出）作了一些改动及增添了某些内容外，大部分内容都取自专家的原稿。

在编订的过程中，还充分利用了专家在北京讲学时所编写的讲稿的中译文（“轮式和履带车辆液力传动”，B. H. 普罗柯菲耶夫著，魏宸官、吴克晋译，国防工业出版社1959年版）。

此外，为适应液力传动在国民经济中获得愈来愈广泛的应用，以及对这方面人员提出的更高要求，使学生有可能在课外对于某些问题进行更广泛深入的了解，我们认为作为教材（虽然它还远未达到完善的程度），除了达到大纲提出的要求外，有必要适当地增加一些内容。因此，本书内容较教学大纲的要求有所增加。

因为在实际工作中，经常遇到关于工作液体的各种问题，因此在绪论中选入了“工作液体”一节，以备工作需要时参考。

由于液力传动在我国的发展，许多非水力机械专业的同志亦在从事这方面的工作。为了有助于工作起见，本书专门将有关叶片式水力机械的参考知识重新写了一章，放在本书的前面。当然，对于已经学过一定专业基础课的本专业的学生，教师就没有必要再对他们讲授这些内容了。

在第二章中，增添了“动液耦合器的调速”及“动液耦合器的设计计算”，并对其他某些段落作了不大的修改。

在“动液变矩器的基本性能”这一章中，根据实际工作的需要，增加了“工作轮上轴向力的计算”。在此节中所叙述的基本内容，对动液耦合器亦适用。但是，由于对轴向力的研究不够，且资料不够充分，因此，只能作为初步的计算方法来介绍。此外，重新写了“汽蚀和补偿压力问题”和“变矩器的尺寸选择”，并对“各类变矩器的特性”这一节作了一些改动。

在“变矩器的水力计算”这一章（第四章）中，重写了前面的三节，作了某些补充。其余部分基本上都采用专家的原稿，只在本章的最后，考虑到变矩器设计中的一些问题及为了使本课程有独立的系统，并能完整地进行工作轮的设计，所以增添了能量损失的计算并较详尽地介绍了工作轮叶片绘形的常用方法——保角变换法。

变矩器的特性计算、行星机构及液力机械传动等三章的内容都取自专家讲稿，未改动。

鉴于液力传动广泛应用在国民经济各个部门，因此，从事于液力传动的水力机械专业的技术人员，不但要熟悉液力元件，而且应该对于其服务对象有基本的、一般的了解。因此，我们编入了“动力式液力传动的应用问题”为第八章。由于应用液力传动的各种机械不下数

十种，显然不可能，而且也没有必要一一加以叙述。因此，只能重点地介绍在主要的轮式和履带式车辆上、机车上以及船舶上应用动液传动的一般情况。

由于动液传动主要应用在各种运输机械——车辆上。为了有助于了解这些机械对于动液传动提出的要求以及动液传动在这些机械上所起的作用，我们应该对车辆的有关性能有所了解，因此，在第八章还编入了发动机的特性、汽车行驶的微分方程式、汽车的牵引平衡和动力性能以及功率平衡等内容。第八章的各节中，除§8-3、§8-4、§8-5、§8-11、§8-13及§8-15系自行编写外，其他内容仍取自专家讲稿，只是将编排次序进行了相应的改动。

本书根据目前教学大纲的规定，“动力式液力传动”课程的讲授时数为110学时。但各兄弟院校，可根据具体的教学要求对课程内容的重点进行相应的安排或适当的改动。

本书的编译工作，自绪论至第七章由林建亚担任，第八章由刘冀察担任，最后由林建亚总校。

由于我们的政治水平和业务水平有限，且编审时间仓促，书中缺点和错误一定不少，我们恳切希望读者和其他有关方面给予批评和指正。

哈尔滨工业大学液力传动教研室

1961.6.

目 录

前言	1
緒論	7
§ 0-1 动力式液力傳动的发展情况	7
§ 0-2 动液傳动的发展簡史	8
§ 0-3 工作液体	13
第一章 叶片式水力机械的参考知識	22
§ 1-1 液流在工作輪中的运动	22
§ 1-2 伯努利方程式	24
§ 1-3 叶片式水力机械的基本方程式 (欧拉方程式)	25
§ 1-4 液流的速度环量及液流与工作輪相互作用时的力矩	27
§ 1-5 叶片数目有限时的影响	29
§ 1-6 相似理論及比轉数	30
§ 1-7 液体流动时的水力損失	34
§ 1-8 圓盘摩擦損失	37
第二章 动液耦合器	40
§ 2-1 动液耦合器的工作原理	40
§ 2-2 动液耦合器循环圈中的相对速度	46
§ 2-3 动液耦合器的計算方程式及原始特性曲綫	47
§ 2-4 动液耦合器的設計計算	49
§ 2-5 动液耦合器与內燃机的共同工作	54
§ 2-6 共同工作的图解計算法	58
§ 2-7 动液耦合器与异步电动机的共同工作	61
§ 2-8 車輛对特性曲綫的形状所提出的要求	62
§ 2-9 动液耦合器的尺寸选择	64
§ 2-10 动液耦合器的調速	66
§ 2-11 动液耦合器結構的簡單介紹	75
第三章 动液变矩器的基本性能	89
§ 3-1 动液变矩器的工作原理及特性曲綫的形状	89
§ 3-2 动液变矩器工作輪进出口的速度三角形及循环圈中的能量轉換	92
§ 3-3 动液变矩器的計算方程式及特性曲綫	97
§ 3-4 关于汽蝕問題和动液变矩器的补偿压力	101
§ 3-5 液流作用在变矩器工作輪上的軸向力	105
§ 3-6 动液变矩器与內燃机的共同工作	109
§ 3-7 共同工作的图解計算法	112
§ 3-8 动液变矩器的尺寸选择	113
§ 3-9 动液变矩器的調节	117
§ 3-10 某些动液变矩器及綜合式液力傳动結構的簡單介紹	123
§ 3-11 綜合式液力傳动的作用原理	138

§ 3-12 各类动液变矩器的特性	141
第四章 动液变矩器的水力计算	147
§ 4-1 有关动液变矩器水力设计的几点说明	147
§ 4-2 动液变矩器基本设计参数的选择	148
§ 4-3 动液变矩器设计工况时流量和水头的选择	156
§ 4-4 泵轮进口的当量直径	157
§ 4-5 确定循环圆的轴面投影的尺寸	162
§ 4-6 变矩器各工作轮的叶片数目及进口和出口处的排挤系数的选择	167
§ 4-7 确定泵轮叶片的进口角和出口角	170
§ 4-8 确定涡轮叶片的进口角和出口角	172
§ 4-9 确定反应器叶片的进口角和出口角	174
§ 4-10 动液变矩器或综合式液力传动的工作轮叶片角度的水力计算简要顺序	175
§ 4-11 动液传动计算示例	179
§ 4-12 各部分的能量损失	188
§ 4-13 工作轮的叶片绘形	190
第五章 动液变矩器的特性计算	203
§ 5-1 关于特性计算的几点说明	203
§ 5-2 泵轮进口处的冲击损失速度	203
§ 5-3 在不同的变矩器工况时泵轮的工作	206
§ 5-4 涡轮进口处的冲击损失速度	208
§ 5-5 反应器进口处的冲击损失速度	210
§ 5-6 在各工作轮中摩擦损失的水头	214
§ 5-7 泵轮的机械效率	214
§ 5-8 涡轮的机械效率	216
§ 5-9 变矩器的内部水力效率的表达式	218
§ 5-10 变矩器中的能量平衡	219
§ 5-11 变矩器特性计算示例	221
第六章 行星机构	259
§ 6-1 齿轮差速器的种类	259
§ 6-2 选择单排差速器齿轮齿数时的限制	261
§ 6-3 差速器的运动学	264
§ 6-4 传动比图和相对功率图	270
§ 6-5 传动比图和相对功率图的应用示例	273
§ 6-6 有支点的差速器	280
§ 6-7 差速器中能量损失的计算	282
§ 6-8 计算行星机构中的损失示例	285
§ 6-9 进行差速传动系统运动学分析的方法	288
第七章 液力机械传动	293
§ 7-1 液力机械传动的四轴机械元件	293
§ 7-2 液力机械传动的可能结构简图	298
§ 7-3 液力机械传动中机械元件各主要构件负荷指标间的关系式	300
§ 7-4 液力机械传动传动比和变矩系数与液力元件的传动比和变矩系数间的关系式	301
§ 7-5 液力机械传动的效率定理	302

§ 7-6 液力机械傳动的傳动範圍定理	303
§ 7-7 液力机械傳动的特性方程式	304
§ 7-8 具有輸入軸分路的液力机械傳动	305
§ 7-9 具有輸出軸分路的液力机械傳动	311
§ 7-10 具有輸入軸分路和具有輸出軸分路的液力机械傳动特性的比較	317
第八章 动力式液力傳动的应用問題	319
§ 8-1 某些輪式及履带式車輛发动机的特性	319
§ 8-2 为什么需要变速箱	323
§ 8-3 汽車行駛的微分方程式	329
§ 8-4 汽車的牽引平衡和动力性能	332
§ 8-5 汽車的功率平衡	338
§ 8-6 齒輪式变速箱的某些缺点	341
§ 8-7 动液偶合器在輪式及履带式車輛上的应用	343
§ 8-8 动液变矩器在輪式及履带式車輛上的工作	356
§ 8-9 “Гидроматик” 輕便汽車液力机械傳动系統	360
§ 8-10 輕便汽車“伏尔加”(Волга) 及“Пауэрфлайт”的自动傳动系統	368
§ 8-11 采用液力傳动系統时汽車的經濟性	379
§ 8-12 公共汽車及載貨汽車的液力傳动系統	388
§ 8-13 动液傳动在內燃機車上的应用	413
§ 8-14 履带式車輛的液力傳动系統	421
§ 8-15 动液傳动在船舶上的应用	442

緒 論

§ 0-1 动力式液力傳动的发展情况

动力式液力傳动已經在国民經济的許多部門中获得广泛的应用，而且，这种傳动系統的生产数量亦在不断增长，这些事实最客观地說明了这种新型傳动系統的先进性和合理性。

目前，在各种輪式和履带式車輛（如各种类型的汽車、坦克、装甲運輸車等）上已經普遍的采用了液力傳动装置，而且在生产数量上已經达到相当可观的数字。很多国家在这些部門生产的液力傳动装置的总数，每年已达数百万件。

在所有的高級轎車上，現在基本上都已使用了液力傳动。在一般的輕便汽車上，亦已大部分采用了这种傳动装置。而在公共汽車、載重汽車上，液力傳动的使用数量亦日益增多。

此外，在大部分坦克及軍用車輛上，亦装动力式液力傳动。

除了在輪式和履带式車輛上主要应用外，动力式液力傳动还为不同的目的使用在機車、船舶、起重運輸机械、石油机械、挖掘机械等設備上。

从機車方面的使用情况来看，在資本主义国家中应用液力傳动最早的是西德。1948年后，除了电力綫路外，其他內燃機車都采用了先进的液力傳动装置，实践証明安装液力傳动的內燃機車具有一系列优越性，故我們可以推想它将逐漸代替电力傳动机車的制造。目前，液力傳动內燃機車的生产数量仍以西德为最多。在其他一些国家里，亦逐步趋向于应用液力傳动內燃機車。例如在美国，虽然由于機車制造业被电力壟断資本所控制，因而在鉄路上使用的仍然絕大部分为电力傳动的機車，但是目前鉄路系統亦有采用液力傳动內燃機車的。

苏联已經在一系列的車輛上安装了液力傳动。例如在25吨的自动卸貨卡車 MA3-525（明斯克汽車工厂）上安装了动液耦合器；在同一工厂生产的40吨自动卸貨卡車上也安装了綜合式液力傳动；在舒适的輕便汽車 ЗИМ-12 上安装了动液耦合器；取代聞名的“胜利”牌（Победа）小轎車的“伏尔加”（Волга）輕便汽車（高尔基汽車工厂）上，装有新型的綜合式液力傳动；莫斯科利哈乔夫汽車工厂已經生产了数种帶有液力傳动的公共汽車的样品。

此外，已經生产了代替 ЗИЛ-110（莫斯科汽車工厂）及 ЗИМ-12（高尔基汽車工厂）的新型 ЗИЛ-111 及“海鷗”（Чайка）牌高級轎車，在这些車輛上也都装有綜合式液力傳动。

在苏联，許多工厂生产的內燃機車上也安装了液力傳动装置。苏联不但已經制造了数种中等功率的液力傳动內燃機車及单节功率为2000馬力的客用機車，并且正在进行3000~4000馬力的大型干綫機車的設計工作。例如科洛敏工厂設計的单节功率为4000馬力的客

用液力傳动內燃機車已經通过了审查討論，魯干工厂正在設計单节功率为 3000 馬力的液力傳动內燃機車 TF-105。

大跃进以来，动力式液力傳动在我国亦获得了飞速的发展，并且已經取得了显著的成績。機車制造工业首先在內燃機車上采用了液力傳动装置，制造了大功率的液力傳动內燃機車。与此同时，汽車制造部門亦試制了“紅旗”牌高級轎車，并投入了成批生产。在这种标志着我国汽車制造业水平的新型轎車上，都采用了液力傳动装置。此外，在傳送机械、矿井的提升設備、挖掘机械上，亦成功地采用了动液耦合器这一液力傳动装置。

从各方面获得的应用液力傳动的經驗来看，这种新型的傳动装置具有很多优越性。譬如，在輪式和履带式車輛上安装了液力傳动装置后，可以增加舒适性，并从根本上簡化了操纵（此时，駕駛員往往只須操纵制动器及加速踏板），省去了換擋操纵杆，大大減輕了駕駛員的劳动强度，而且，显著地改善了发动机的工作条件，避免了在困难的道路上行駛时，发动机突然熄火的可能性，提高了車輛的通过性，并有可能提高車輛的平均速度。因此，虽然安装了液力傳动的車輛較机械傳动機車价格貴，并在某些情况下，車輛的經濟性有所下降，但液力傳动仍然获得了越来越广泛的应用。又如采用了液力傳动装置的內燃機車，与电力傳动的機車相比較，則它的长度縮短，自重大大減輕，金屬消耗量显著降低，特别是可以節約大量的有色金屬（每 1000 馬力可節約銅 5 吨左右），造价亦相应下降。此外，还具有制造方便，运行性能可靠，使用、維修簡便等优点。而在機車的性能上，虽然效率比电力傳动的效率低一些，但由于自重輕，所以車鈎牽引力几乎沒有任何下降。因此，目前在內燃機車上采用液力傳动，已成其为发展的趋势。

除此以外，液力傳动装置还具有无級变速，吸收振动，消除冲击性載荷带来的影响；延长了傳动装置中各部分零件的使用寿命，过载保护性良好，易于操纵、控制及实现自动化等一系列优良性能。

§ 0-2 动液傳动的发展簡史

当发动机具有的特性不能滿足使用者的要求时，才产生了应用傳动系統的必要性。在車輛上，以及在上世紀末的船舶制造业方面，一般都安装了高速內燃机及汽輪机。

技术发展的主要方向在于：每一个新創制的机器應該比以前的好。对于新創制的机器，要求增加快速行駛性，减小尺寸及重量，提高生产率，簡化制造过程及降低制造成本。为了滿足这些要求，在船舶上采用了高速內燃机及汽輪机。

汽輪机的轉速愈高，那么它的尺寸及重量便愈小。在一定的範圍內增加汽輪机的轉速可以提高它的效率。这就是对船舶說来，比較經濟的汽輪机它的轉速为什么相当高的原因。

船舶的螺旋桨推进器一般不应在高轉速下工作，否則將产生汽蝕現象，在螺旋桨叶片上产生水蒸汽泡，并将减小牽引力，降低效率，甚至將螺旋桨的叶片損坏。

怎样使高速的发动机与低速的螺旋桨推进器共同工作呢？在目前，这一問題的解决方法是直接將发动机与螺旋桨用降低轉速的齒輪式减速器連接起来。

在上世紀末及本世紀初，如此高速及大馬力的减速器还不会制造。因为当时的技术水平还不能使所制造的大尺寸齒輪获得必要的准确度及表面质量。

作为第一个折衷的解决办法是应用低速的汽轮机及高速的螺旋桨推进器（转速不超过每分钟500转）。此时，汽轮机的效率不很高，而且价格昂贵，结构复杂，重量和尺寸也增加。此外，螺旋桨工作条件也不好，船舶的活动半径和机动性都因此而有所降低。

在发现这种结构的缺点后，设计师们开始寻求新的传动系统，以便增加发动机的转速及减小螺旋桨推进器的转速。

也曾经在电力机械中作过探求，解决方式是应用动力式电驱动，其中包括发电机及电动机。这类机械很贵且很重，在制造时需要大量的稀有有色金属以及价格很贵的复杂仪器。因此在给定的重量下，只能传递有限的功率。动力电驱动在目前轮式及履带式车辆上也有所应用，但主要是实验性的样品，经过某一时期后，通常即改装别种型式的，在制造及掌握过程中较为便宜、轻便及经济的传动。

安装动力式电驱动的创始人之一是电气工程师盖尔曼-费丁格尔（Герман Фетгингер）教授。在本世纪之初，他开始研究把液力传动作为传动系统的可能性。

当时最大的制造欧洲各国船舶汽轮机的瑞士埃歇尔-维斯工厂（Эшер-Висс）的负责人工程师曹德里研究了它的动液传动的方案（图0-1），并说这种传动的效率不可能很高。

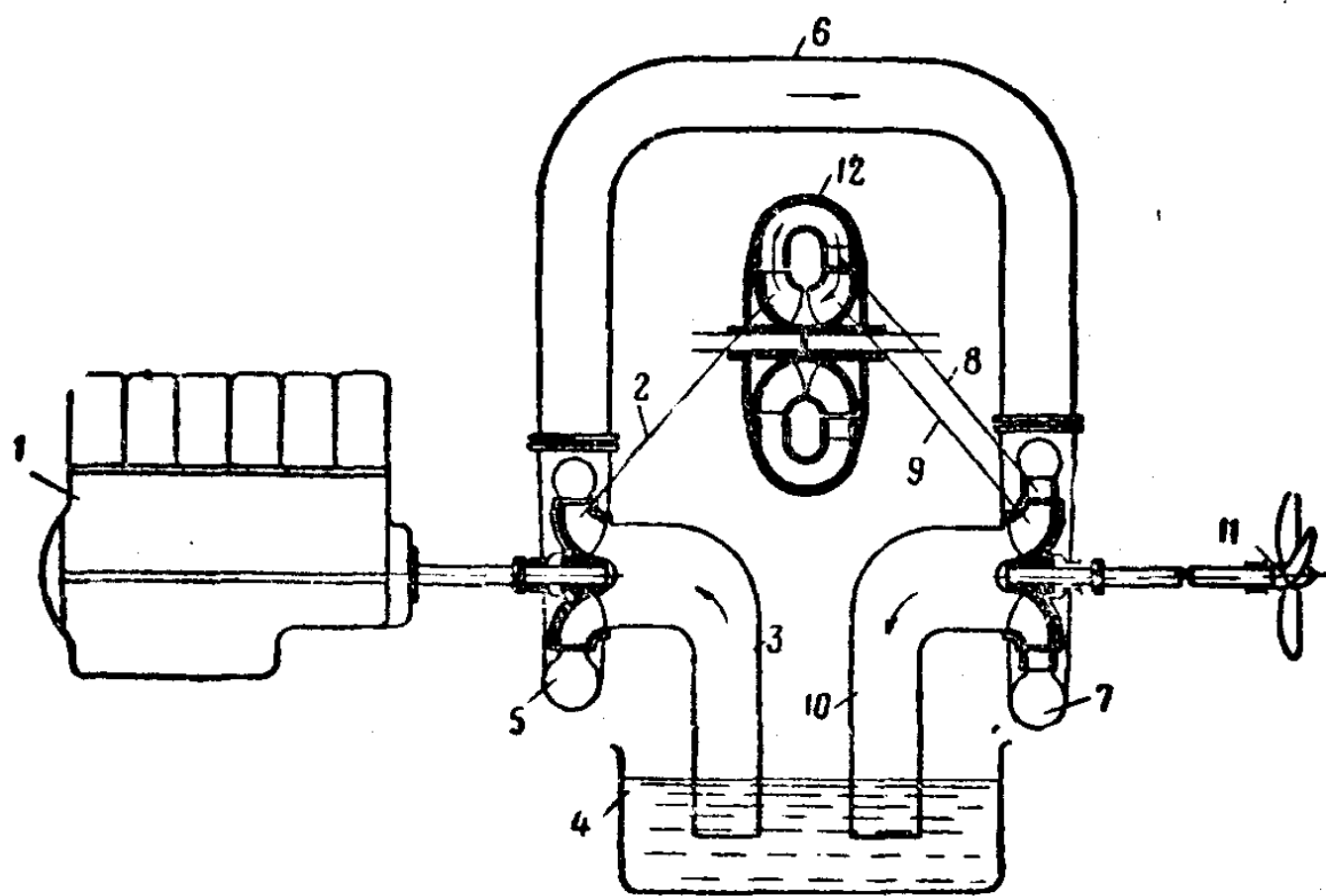


图0-1 动液传动的原理简图：

1—发动机；2—离心泵的工作轮；3—离心泵的进水管；4—集水槽；5—泵的涡壳；6—连接管路；7—水轮机的工作轮；8—导水机构；9—水轮机的尾水管；10—水轮机的尾水管；11—螺旋桨；12—动液传动的原理简图。

根据他的意见，在离心泵（图0-1上的工作轮2，进水管3及涡壳5）中的损失不小于15%，而在水轮机（涡壳7，导水机构8，工作轮9及尾水管10）中的损失不少于10%。如果假设在主要管路6及集水槽4中又损失了5%的能量，那么在把能量由内燃发动机1传至螺旋桨推进器11时，液力传动的效率不会高于70%，显然，这个效率数值太低了。

当时有名的汽轮机专家，捷克斯洛伐克的斯特道拉（Стодола）教授在和费丁格尔教授谈话时，补充说道：「……我不能给你以鼓励……」。

法国学者阿拉哥（Arago）在上一世纪时说道，所有的科学发明分做三个阶段；首先是否认它的真实性，其次是证明它的不可能性，而最后却认为“这些对任何人都早已是知道的”。

这次的情况也恰如此。与斯特道拉教授谈话过去了三个月以后，在试验功率为100马力的液力变矩器时，当变矩系数 $K=5$ 的情况下，效率达到了83%。在1912年德国客运轮船“切勒比茨”（Тирпиц）号上该种变矩器的效率提高到88.5%。此后在“维斯巴登”（Висбаден）号轮船上，变矩器在功率为15000~20000马力时，效率达到91.3%。

当然，某些科学及工程方面的权威人士也是正确的，他证实了用简单连接方法把离心泵和水轮机连接起来组成液力传动是不值得的，因此，需要创制完全新的形状（在图0-1上的12），导致制造新的机器——动液变矩器。这种机器由于尽量地把离心泵和水轮机的工作轮接近，以及由于消除了所有其它目前不需要的工作机构（涡壳，尾水管和主要管路），而获得了成功。在这种新型机器上，已经没有离心泵和水轮机，代替它们的仅是工作轮（这些工作轮叫做泵轮和涡轮），而且它们具有新的几何形状。把工作轮尽可能接近就构成一个共同的工作液体的循环圆。

一种与汽轮机连接的巨型船用动液变矩器如图0-2所示，变矩器在主动轴每分钟为1000转时，所传功率为16000马力。

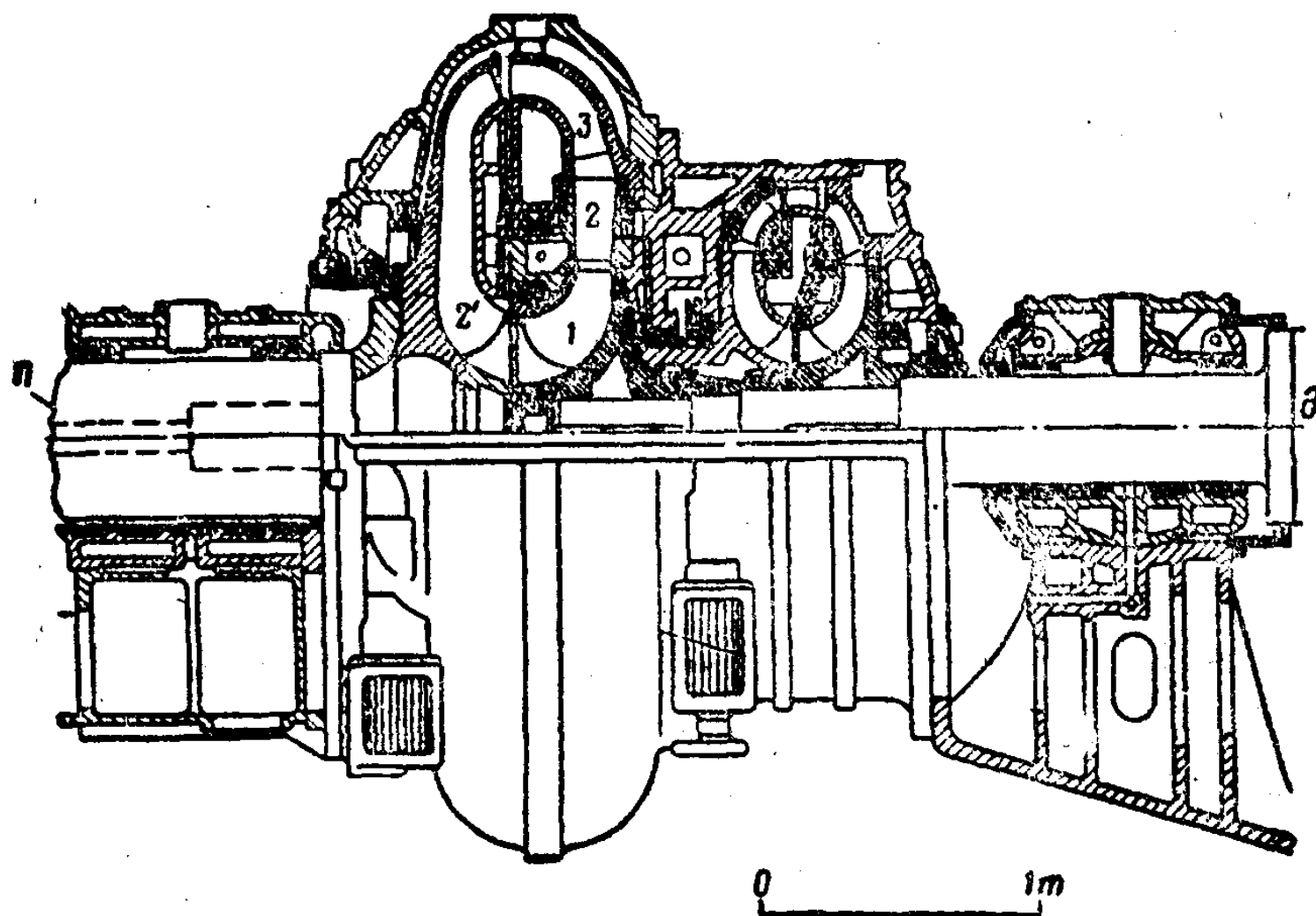


图0-2 功率为16000马力的可换向动液变矩器：

Π —被动轴；1—泵轮；2—第一级涡轮；2'—第二级涡轮；3—反应器。

在向前行驶时，左循环圆内充满了工作液体，在左循环圆中，泵轮之后安装一级涡轮2，然后是导向装置——反应器的固定叶片3和二级涡轮2'。两涡轮彼此相连，并共同与被动轴 Π 连接，在被动轴上装螺旋桨，螺旋桨的转速为每分钟180转。

为了改变被动轴的旋转方向，可将左循环圆倾空，这样便使两轴之间的联系断开，然后使右循环圆充满工作液体，在右循环圆中，应用反向旋转的涡轮，这由反应器和涡轮叶片的特殊形状来保证。

关于此液力传动的尺寸，可以根据图0-2上所示的比例线段来判断。左循环圆的直径超过三米。

由循环圆中除去导向装置的固定叶片（图0-1上的8，导向装置在变矩器中叫做反应

器)，可以得到一种完全不同的机器——动液耦合器。在动液耦合器中，力矩的传递没有变化，但涡轮的转速比泵轮的转速低。

动液耦合器曾在一个时期内，广泛应用在船舶上，特别在一个螺旋桨与若干个发动机共同工作的情况下。此时，发动机的分离或接入工作，只要充满或倾空动液耦合器循环圆中的工作液体即可（详细的介绍见第八章 § 8-15）。

轮式和履带式车辆的实验性传动系统中所采用的第一个液力传动是动液变矩器。

例如，最初在汽车传动系统中应用动液变矩器，是1925年在“米勒士杰士”（Mercedes）公共汽车上安装了船用动液变矩器。该汽车（图0-3）的发动机功率为40马力，一年以后，

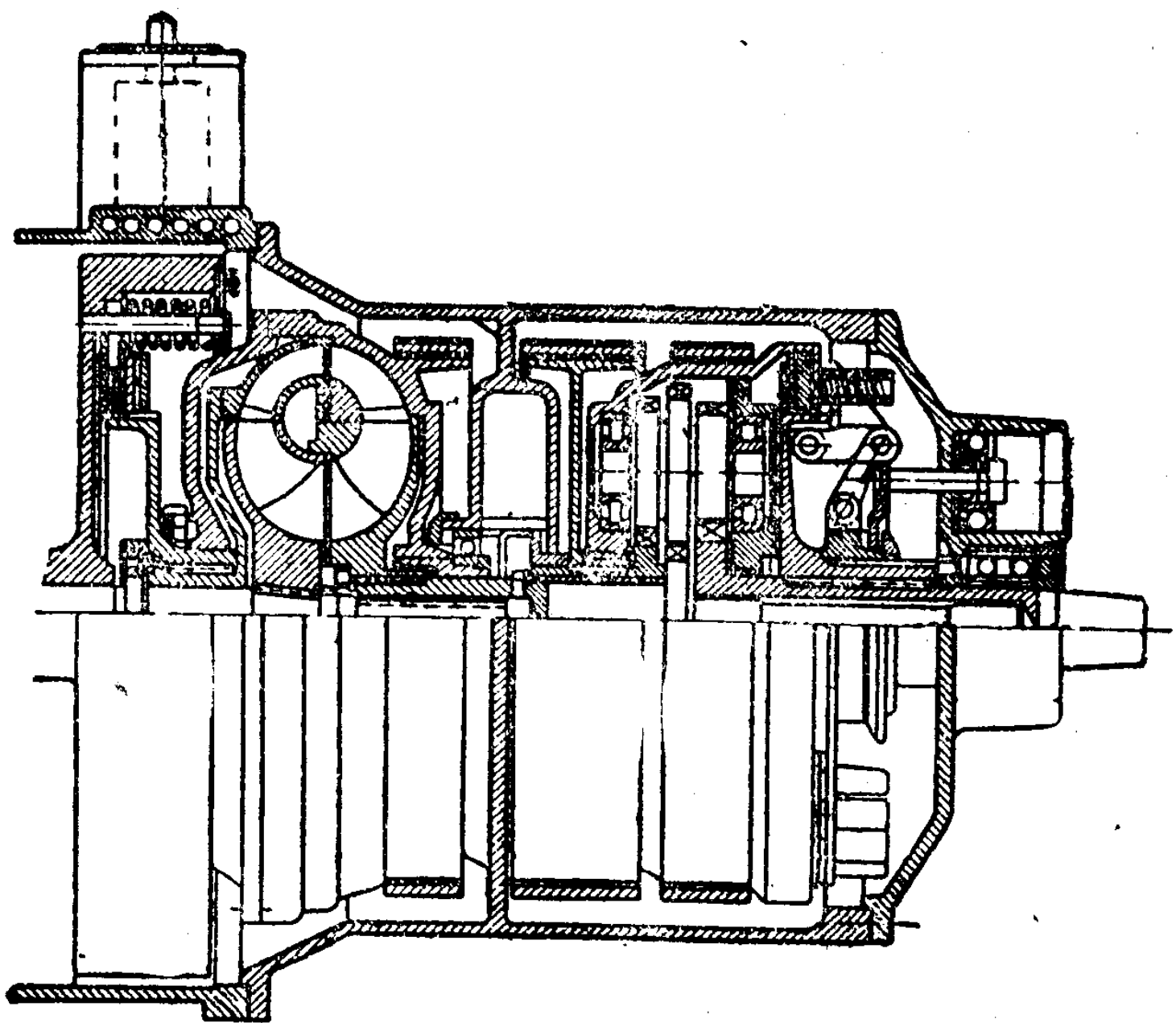


图0-3 功率为40马力的“米勒士杰士”（Mercedes）公共汽车的“里泽列勒”液力传动系统。

在发动机功率为60马力的“别克”（Бьюик）汽车上安装了同一型式的传动系统，此传动系统的运动学简图如图0-4所示。

发动机的曲轴与泵轮1相连，而两级涡轮2及2'，在制动器8接合时，把力矩传至被动齿轮9。当 n_n 增大，效率开始降低时，制动器5放松，变矩器转变为耦合器。

为了得到下一排档，放松制动器8，接合离合器7，即得变速箱的直接档。在此情况下，仅在耦合器中有滑转（转速损失）。它的效率为0.97~0.98。在高速时，接合离合器6，此时 $n_o = n_{no}$ 。

接合离合器7可得到倒档。液力传动可以按照变矩器（接合制动器5），耦合器（分离制动器5）或者连成一体直接传动（当分离制动器5时接合离合器6）等情况而工作。

它的缺点是所有的换档是用手操纵的，而不是自动的。

在上述传动系统中，以及后来的第一批实验性的汽车传动系统中，应用了如下的船用

动液变矩器，其工作輪在循环圓內的順序，按液流的运动方向去排列为：泵輪-反应器等-渦輪（图0-5 a）。这种变矩器有时叫做固定用变矩器，并与具有不可透穿特性的其它运输型变矩器（图0-5 b）不同。

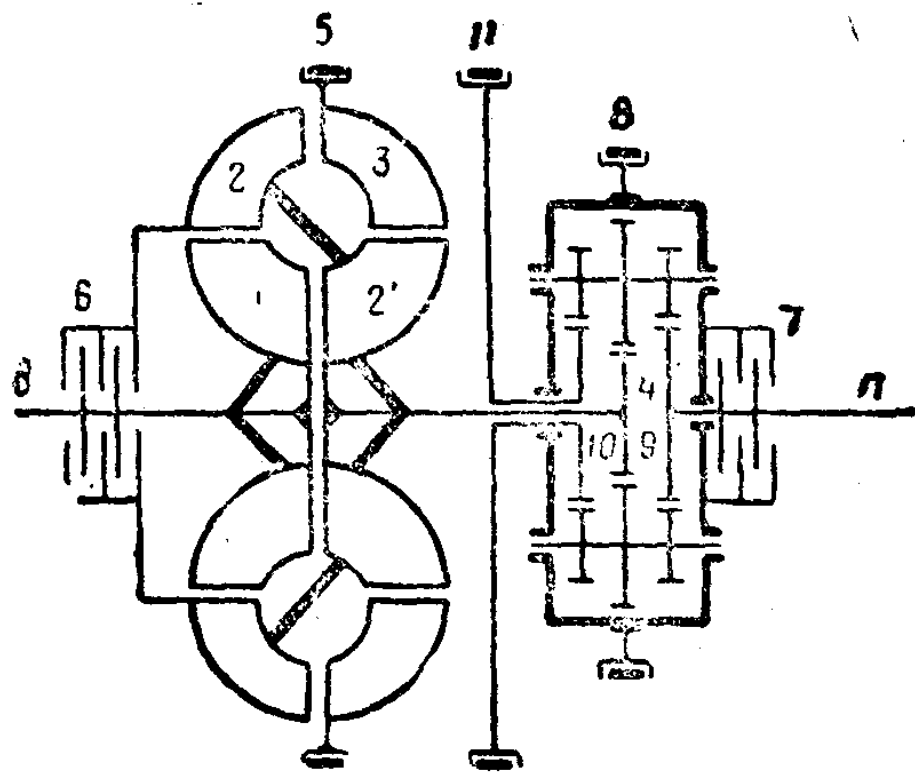


图0-4 “里泽列勒”汽车传动系统的运动学简图：

1—泵輪；2—渦輪；3—反应器等；4—变速箱主动齿輪；5—制动器；6—閉鎖动液变矩器的离合器；7—閉鎖变速箱的离合器；8—变速箱的制动器；9—变速箱被动齿輪；10—倒档齿輪；11—倒档制动器。

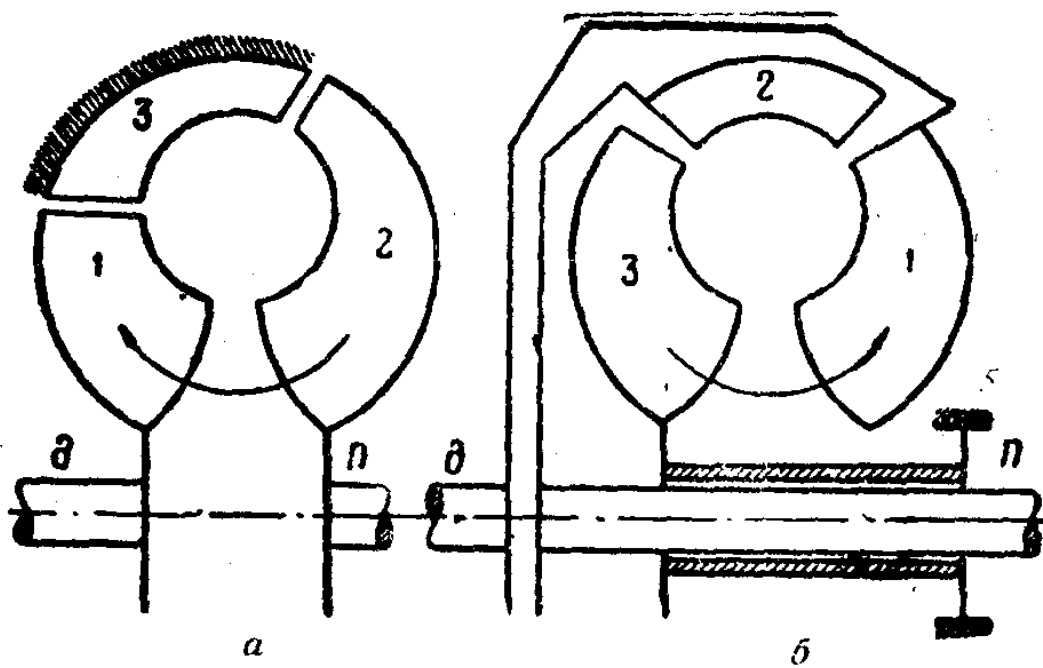


图0-5 两种不同型式的动液变矩器。

改变循环圓中工作輪的次序（把反应器等放在渦輪之后，泵輪之前），表明，可以使外特性得到一定程度的透穿性。

有这样的見解：即工作輪如图0-5 b所示的順序，也可以提高在傳动比高于和低于最大效率工作情况的效率。因此如果注意到，外特性具有某种程度的透穿性可以提高輪式和履帶式車輛高速和低速时的效率，就可以了解到，为什么从三十年代末以来，在輪式及履帶式車輛上，三工作輪式的单級动液变矩器，工作輪的新的排列順序成为唯一的形式。近年来，这种型式的动液变矩器，也常用于其它的技术領域，特別在內燃機車上。

創制一种与現有液力傳动特性不同的新型液力傳动，需要時間。如果設計工作者應該在限定的期間內做出液力傳动系統，而現有型式的液力傳动的特性，又不能滿足在設計时提出的技术条件，則可以在液力傳动后連接行星傳动，以改变現有液力傳动的特性。在这种傳动系統中具有平行的功率流，它改变了曲綫 $\eta = f(i_{no})$ 的形状及特性的可透穿性。

这种傳动的方案之一如图 0-6 所示。

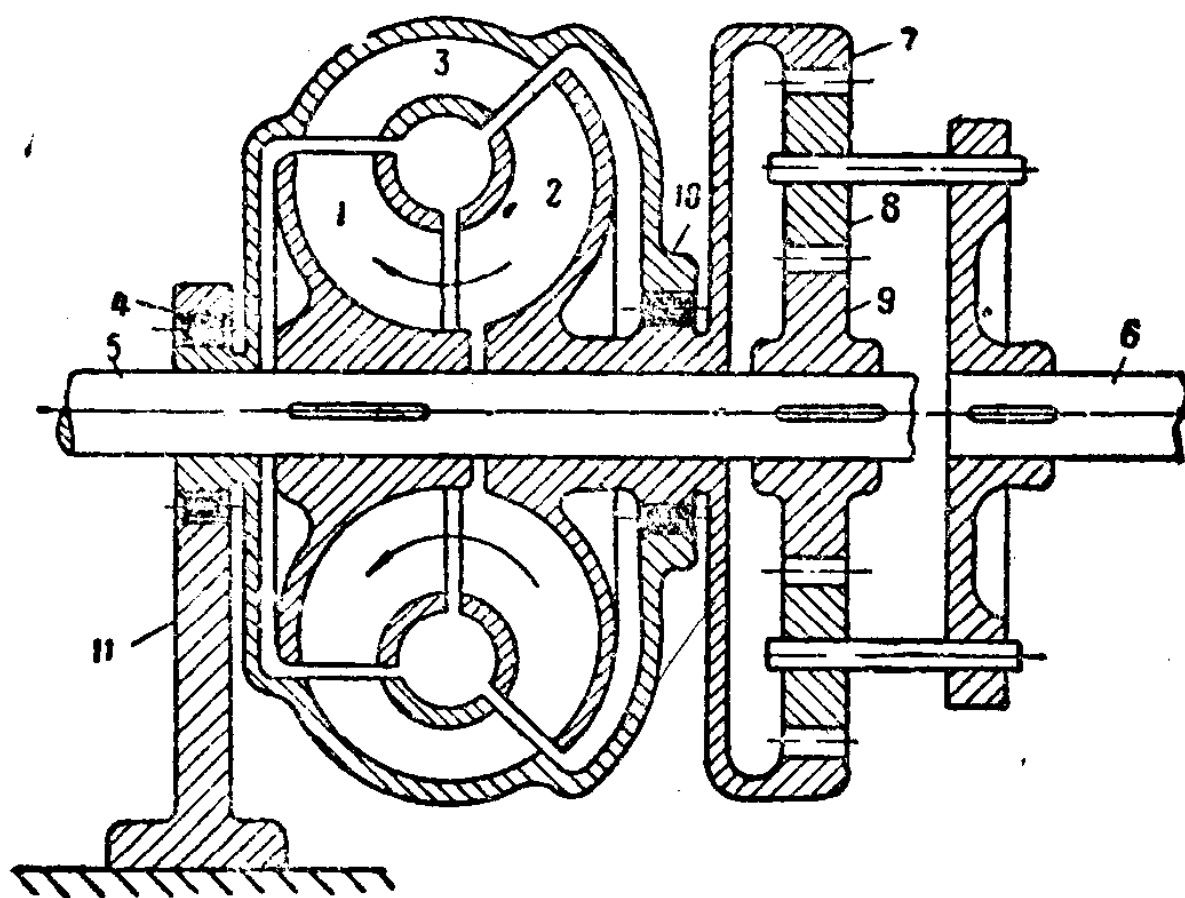


图0-6 液力机械傳动的結構簡图。

在主动軸 5 上安装泵輪 1 及差速器的太阳齿輪 9。渦輪 2 与差速器的齿圈 7 相連，而被动軸与行星架相連。单向輪 4 与 10 使反应器 3 与壳体 11 或与渦輪 2 固定在一起。

这种具有功率流分路的傳动系統，称做液力机械式傳动系統。近年来这种傳动获得了广泛的应用（在苏联的内燃機車上，在美国的坦克及装甲运输車上及在西德的公共汽車和重型載貨汽車上）。

§ 0-3 工作液体

1. 重度和飽和蒸汽压力

单位容积液体的重量叫做容积重量（重度） γ 公斤/米³。重度可以用比重計来測定。

不要把重度和比重混淆起来，前者是有因次的，后者是无因次的；同时比重在数值上是重度的 1/1000。

溫度的变化影响液体的重度。对于石油产品來說，这种影响可根据門德雷也夫的公式計算

$$\gamma_t = \frac{\gamma_{15}}{1 + \beta(t^\circ\text{C} - 15)}, \quad (0-1)$$

式中 γ_{15} ——15°C 时的重度；

γ_t ——在摄氏 t °C 时的重度；

β ——随 γ_{15} 而定的系数，其值在表 0-1 中給出。

表 0-1

γ_{15}	710	720	740	760	780	800	820	830	840	850	860	870	880	890	900
$10^4 \times \beta$	8.97	8.83	8.51	8.20	7.90	7.59	7.39	7.29	7.12	7.05	6.94	6.78	6.62	6.51	6.32

混合物的重度可以根据其組成部分的重度来确定，混合后

$$V_{ca} = \sum V_i, \quad (0-2)$$

式中脚注 cm 指混合物的各值，脚注 i 指混合物的各组成成分。

因此

$$\gamma_{cm} = \frac{1}{V_{cm}} \sum V_i \gamma_i \quad (0-3)$$

工作液体的密度等于其重度除以重力加速度

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \frac{\text{公斤-秒}^2}{\text{米}^3} \quad (0-4)$$

当压力降低到工作液体的饱和蒸汽压力 h_s 时，发生急剧的汽化——沸腾，所以任何一种液力装置的工作液体压力，永远应该大于饱和蒸汽压力。饱和蒸汽压力值主要决定于温度，但对于不同的石油产品，其值也不同，而且应该尽可能用实验方法决定。

某些石油产品的饱和蒸汽压力（以毫米水银柱高和大气压力的百分值表示）列在表 0-2 中。这些数值只能做为大致的数值，因为饱和蒸汽压力不仅随石油产品的品种不同而显著地变化，而且对于同一品种但不是同一批的石油产品也有显著地变化。

表 0-2

$t^{\circ}\text{C}$	煤 油		挥 发 油		轻 馏 份		重 馏 份	
	水银柱高 (毫米)	大气压力的百分值	水银柱高 (毫米)	大气压力的百分值	水银柱高 (毫米)	大气压力的百分值	水银柱高 (毫米)	大气压力的百分值
25	3	0.004	—	—	—	—	—	—
50	9.8	0.013	2.2	0.003	—	—	—	—
70	26	0.034	6.4	0.008	—	—	—	—
100	66	0.086	18	0.024	—	—	—	—
110	90	0.118	27	0.036	4	0.005	—	—
120	120	0.158	36	0.047	6	0.008	—	—
130	180	0.237	50	0.066	8.5	0.011	2	0.003
140	280	0.369	68	0.089	15	0.020	3	0.004
150	300	0.395	90	0.118	20	0.026	4.6	0.006
160	400	0.527	120	0.158	28	0.037	7	0.009
170	500	0.658	180	0.237	38	0.050	10	0.013
180	600	0.789	200	0.263	48	0.063	15	0.020
190	800	1.053	280	0.365	70	0.092	20	0.026
200	900	1.183	320	0.422	90	0.118	28	0.037

2. 粘性

粘性是阻止液体变形倾向的性质，液体的变形是由于液层间无混合的相对移动引起的。粘滞力就是液体的摩擦力。

根据牛顿公式

$$P = \mu F \frac{dv}{dh} \quad (0-5)$$

式中 P ——粘滞摩擦力（公斤）；

F ——面积（米²）；

$\frac{dv}{dh}$ ——对于摩擦表面的流速梯度（1/秒）；

μ ——粘性动力系数（ $\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2}$ ）。

在进行水力计算时，不仅采用粘性动力系数而且要用粘性运动系数 ν

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\text{米}^2}{\text{秒}} \right) \tag{0-6}$$

在达因、厘米、秒单位制当中，粘性动力系数的单位为泊或厘泊（百分之一泊）。

$$1 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2} = 98.1 \text{ 泊} \left(1 \frac{\text{达因} \cdot \text{秒}}{\text{厘米}^2} = 9810 \text{ 厘泊}; \right.$$

$$1 \text{ 厘泊} = 0.01 \text{ 泊} = 0.000102 \frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}}{\text{米}^2} \left. \right)。$$

在实用单位制中，粘性运动系数 $\nu \frac{\text{米}^2}{\text{秒}} = 1$ 等于 10000 斯(厘米²/秒) 或 1000000 厘斯。厘斯是在达因、厘米、秒的物理学单位制中应用的。

直接测定 μ 和 ν 的值是困难的，因而人们利用液体粘性愈大则通过量孔愈慢的特性来测定其粘性。

在苏联、德国（德意志民主共和国和西德）以及斯堪狄那维亚各国，是用恩氏粘度计测定粘性的。恩氏粘度计是一个具有一定容积带有量孔的容器。

200毫升的试验液体自容器中流完的时间（秒）称为该液体的恩氏秒粘性。在 20℃ 时流完 200 毫升水的时间称为仪器常数；恩氏秒与仪器常数之比称为液体的恩氏粘度。

在英、美、法等国也采用相似的仪器，只是形状不同而已。粘性单位的名称以及由这单位转化为粘性运动系数的公式如表 0-3。

表 0-3

单 位 名 称	符 号	国 别	仪器常数	$10^4 \nu \text{米}^2/\text{秒值}$
恩 氏 度	°E	苏联，斯堪狄那维亚各国，德国（德意志民主共和国、西德）	50~53秒	$0.0731^\circ\text{E} - \frac{0.0631}{^\circ\text{E}}$
恩 氏 秒	"E	苏联，斯堪狄那维亚各国，德国（东、西德）	50~53秒	$0.001435"E - \frac{3.22}{"E}$
赛 氏 秒	"S	美 国	—	$0.0022"S - \frac{1.80}{"S}$
赛-福氏秒	"SF	美 国	—	$0.022"S\text{F} - \frac{2.03}{"SF}$
列 氏 秒	"R	英 国	555秒	$0.00260"R - \frac{1.72}{"R}$
列-阿氏秒	"RA	美 国	—	$0.0239"RA - \frac{0.403}{"RA}$
波 氏 度	°B	法 国	—	$\frac{48.5}{^\circ\text{B}}$

表中由恩氏度转化为 ν 粘性的公式

$$\nu = 10^{-4} \left(0.0731^\circ\text{E} - \frac{B}{^\circ\text{E}} \right) = 10^{-4} \left(0.0731^\circ\text{E} - \frac{0.0631}{^\circ\text{E}} \right) \tag{0-7}$$

在粘性大于 2°E 时，实用上已足够精确；在粘性小于 2°E 时，B 值应当减小（表 0-4）。

如果粘性单位转化的精确度不要求很高，可以用计算图 0-7 进行计算。

表 0-4

粘 性 °E	1.15	1.4	1.6	1.8	2.0
B	0.062	0.0595	0.0570	0.0540	0.0550