

水压机设备

米海耶夫著



机械工业出版社

压 机 設 备

計算、設計和使用

(原文增訂第二版)

米 海 耶、夫 著

刘植惠、孔希、徐有达、牟傳章譯



机械工業出版社

1957

出版者的話

本書研討了水压机及其零件的結構与計算、动力問題以及以液泵蓄勢站和單獨迴轉泵驅动的各种水压机的分流裝置、調節裝置的結構。同时，也闡明了各种水压机設備的动作系統和操作特点。

本書供水压机制造工程师、設計師、使用人員以及高等工業学校的学生参考之用。

苏联 В. А. Михеев 著 ‘Гидравлические прессовые установки’ (Машгиз 1953 年第二版)

* * *

NO. 1288

1957 年 1 月第一版 1957 年 1 月第一版第一次印刷

850×1168^{1/32} 字数 317 千字 印張 13 0,001— 5,200 册

机械工業出版社(北京东交民巷 27 号)出版

机械工業出版社印刷厂印刷 新华書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 号 定价(10) 2.40 元

目 次

原 序	5
第一章 各类水压机在中心载荷和偏心载荷下力的分布 及水压机結構型式的選擇	7
立柱和螺帽的計算及其緊固	16
上橫梁、底座和提升橫梁的計算	26
工作缸与柱塞的計算	41
第二章 水压机的輔助設備	72
增压器	72
充液筒的結構和計算	90
第三章 分流裝置的設计与計算	97
閥	97
用单独泵傳动的水压机之分流裝置的結構与計算	127
調整裝置	147
第四章 水压机設備的动力	161
泵的流量的計算	202
第五章 水压机設備的流体动力学	208
第六章 水压机主要参数的确定及其分流系統的設计原理	246
第七章 水压机設備	251
不用蓄勢器的液泵傳动式水压机	253
粉料压鑄机	253
捆棉水压机	257
冷压冲模机	267
塑料水压机	271
電纜水压机	279
压制木料、夾布膠木、里格諾弗里和里格諾斯通用的水压机	286
团塊水压机	297
第八章 弯重板用的水压机	301
泵的流量的計算	314

液泵电动机操作圖表的計算.....	314
工作循环的时间.....	317
第九章 由迴轉泵傳动的水压机	325
用橡膠冲压的水压机.....	328
粉末冶金用的水压机.....	333
兩面加压时的水压机自动操作过程.....	338
單面加压时的水压机自动操作过程.....	342
水压机的單程(調节行程)操作过程.....	344
試管水压机.....	345
第十章 用液泵蓄勢器傳动的水压机	358
电極水压机.....	365
挤压过程.....	366
第十一章 鍛造水压机	386
参考文献	401
中俄名詞对照表	402

原 序

在苏联共产党第十九次代表大会的決議中，規定了机器制造业高速發展的速度。因为机器制造业是苏联国民經济各个部門中新的强大的技术进步的基础。

在代表大会關於第五个五年計劃的指令上，确定重型鍛压机器的生产要比1950年增加7倍，以为鍛压車間的發展創造新的条件。

近十年来，水压机制造业获得了很大的改进。用純水压傳动的水压机与远距离操縱系統已得到广泛的应用。新型結構的分流裝置、高压管的节流裝置以及新型的填料（密封裝置）也相繼出現了。

在水压机上制造产品的工艺过程也获得了改善。

本書着重敘述了水压机及其零件与部件的計算，並列举了用水压机制造产品的主要工艺过程，水压机的工作特点以及用单独傳动裝置，远距离操縱和空气水力傳动裝置的水压机的动作系統。

第一章 各类水压机在中心载荷和偏心 载荷下力的分布及水压机 结构型式的选择

因加压或挤压被加工的制件而在水压机上所发生的外力，常与水压机内部的力系相互抵消。

圖 1 示出了水压机在加压时各力綫的方向。

圖中所示乃是对机器结构的强度进行技术計算的主要前提条件。

工作缸是产生压力的地方，液体在高压下进入工作缸。这一压力傳給在缸內滑动的柱塞及橫梁，再經固定在橫梁上的工具又傳給被挤压的制件。压力的反作用为立柱所承受，立柱是与水压机的上橫梁及底座(下橫梁)緊固連接的。

只有当外力 P 加在水压机的正中心位置时，才發生像圖 1 所示之力的分布情况。

有的时候，水压机必須受到偏心载荷，因此当設計新机器时，确定水压机封閉系統（各机件）內所發生的力，乃是一个复杂的问题。

計算水压机（圖 1）諸元件中的力並不是很困难的。

如果四柱水压机的载荷加在中心位置（圖 2），則可确定作用於每一立柱的力 Q ：

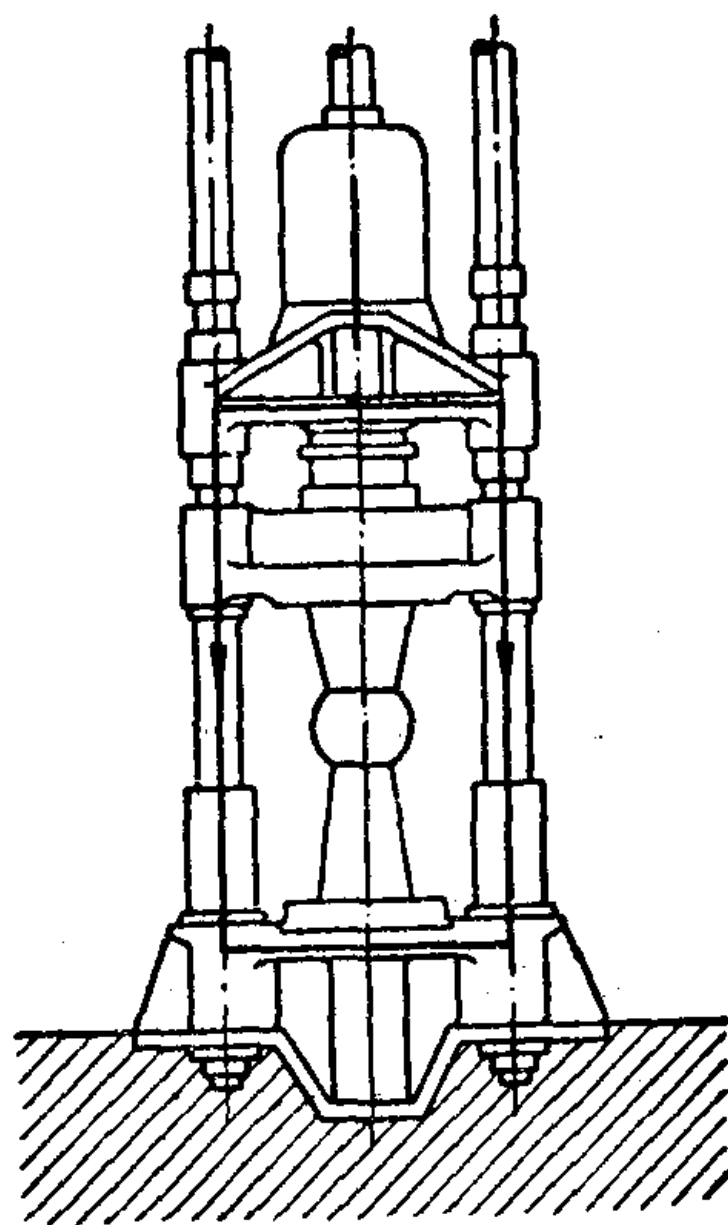


圖 1 水压机力綫分布圖。

$$Q = \frac{P}{4} = \frac{\pi(D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_m^2)p}{4 \times 4}, \quad (1)$$

式中 P ——水压机的总压力（公斤）；

D ——工作柱塞的直径（共 m 个水压机工作缸）（公分）；

p ——工作缸内液体的压力（公斤/公分²）；

4 ——立柱数；

m ——工作缸数。

通常有 n 个立柱时，每一立柱所承受的载荷 Q 为：

$$Q = \frac{P}{n} = \frac{0.785(D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_m^2)p}{n}。$$

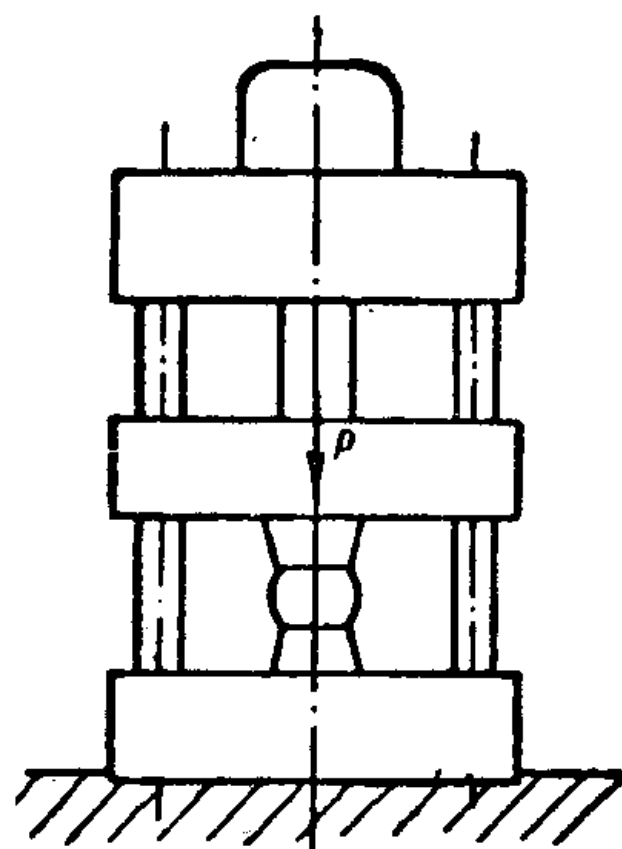


圖 2 在水压机上加中心
载荷简图。

框架形的结构，在其构件受拉力的作用下，上述公式仍然不变；因此，在每个连接件上的载荷可用下列关系式表示：

$$Q' = \frac{P}{m_1} = \frac{0.785(D_1^2 + D_2^2 + \dots + D_m^2)p}{m_1}, \quad (2)$$

式中 m_1 ——框架连接件的数目。

如果继续观察外力在水压机其他零件上的作用，显而易见，上横梁（单缸水压机）所承受的弯曲力矩等於

$$M_{usz} = \frac{Pl}{4},$$

式中 l ——水压机立柱的中心距（公分）。

显然，底座同样也应承受相等的弯曲力矩，即：

$$M_{usz} = \frac{Pl}{4}。$$

这一关系式说明，如果加大 l 的尺寸，则将大大增加横梁与底座所承受的弯曲力矩，而对立柱载荷的增加并不发生显著的影响。

所以，有时会见到一种「形式不相称」的水压机。例如用来压制直径达 3300 公厘的锅炉底盖的 1000 吨水压机（图 3），它具有坚实的上横梁及底座，但却有不成比例的小尺寸的立柱。

当设计时，不可忽略尺寸 l ，当选择 l 值时，必须具有足够

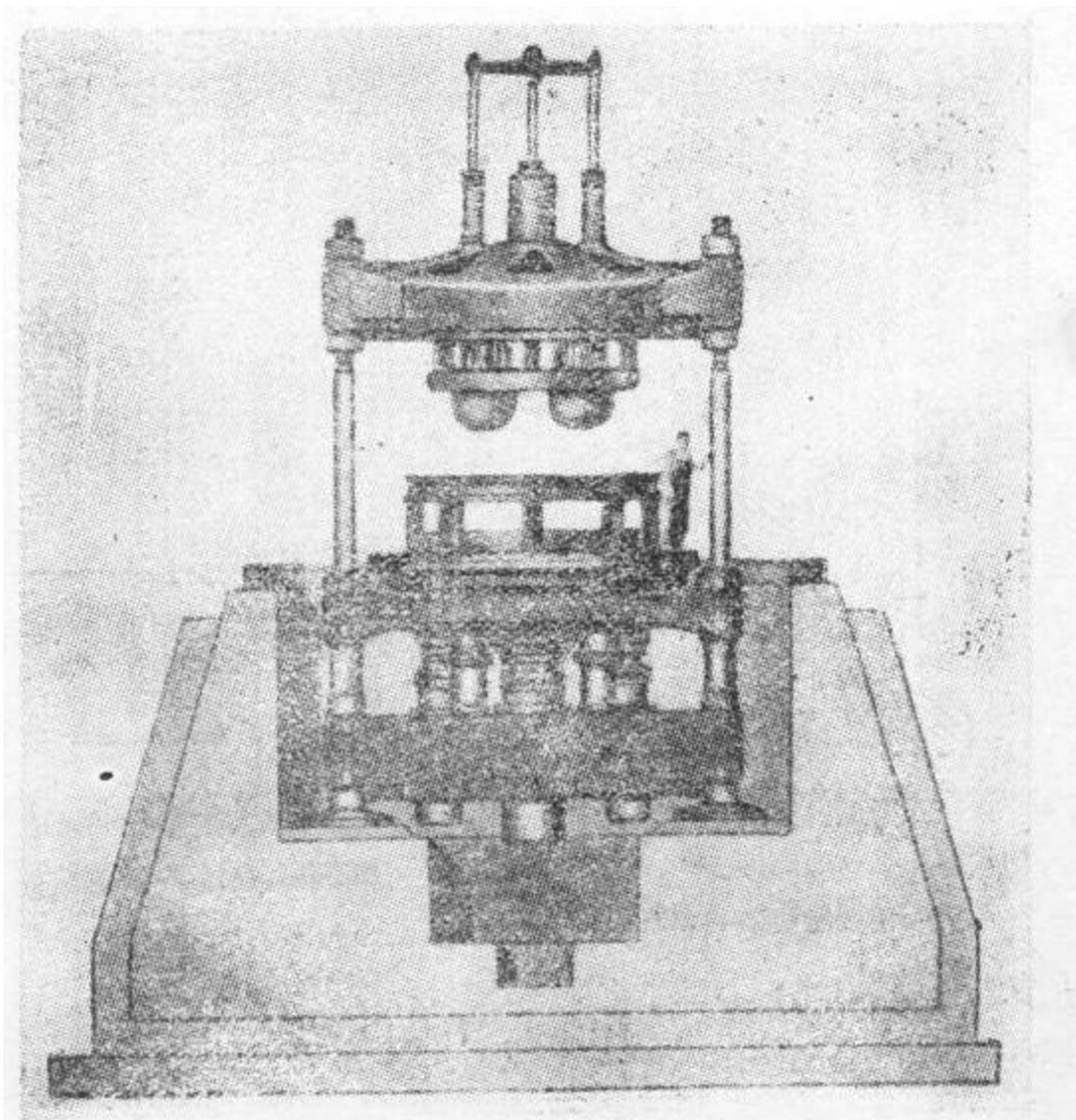


圖3 压力 1000 吨的水压机。

充分的技术根据。

假若压力的中心移向水压机中心的任一边时，力在水压机上的分布將完全是另一种情况（圖4和5）。

这时，确定弯曲立柱的計算力矩的难处，在於整个水压机的系統为靜不定系統。

關於这一問題，斯托罗热夫（М. В. Сторожев）曾进行了很多的研究工作。斯托罗热夫的公式可用来計算强固立柱的尺寸，並确定弯曲应力和許用的「水压机載荷偏心距」。

公式（3）和（4）是用於下列四柱鍛造水压机的：

- a) 柱塞固定於活动橫梁上的單缸水压机；
- б) 三缸水压机，其中間柱塞固定於活动橫梁上，兩側柱塞

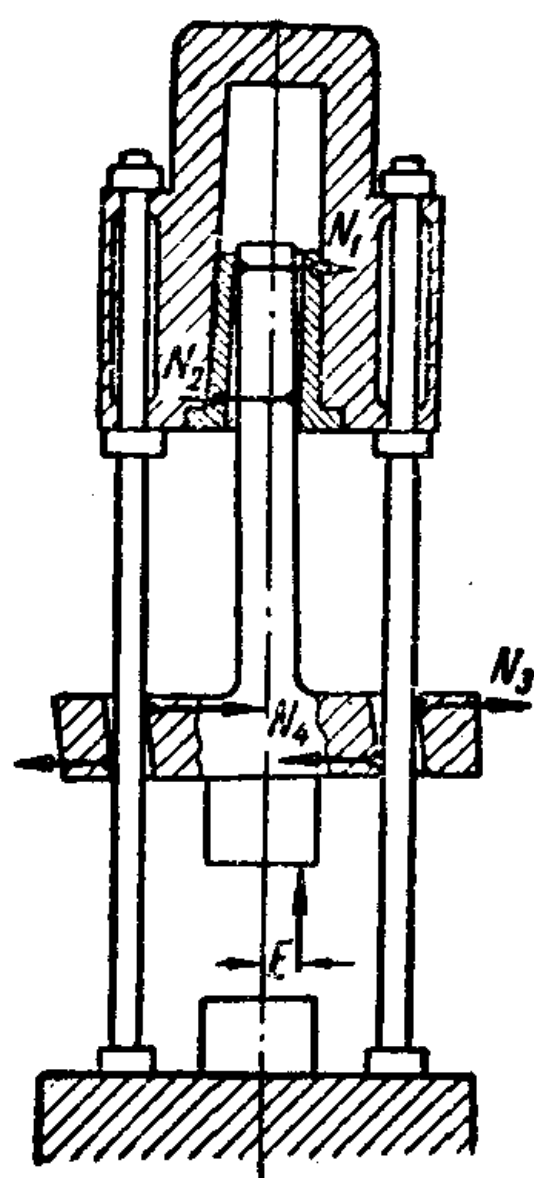


圖4 在柱塞緊固於橫梁的水压机上加有偏心載荷的簡圖：

E —鍛造偏心距（公厘）。

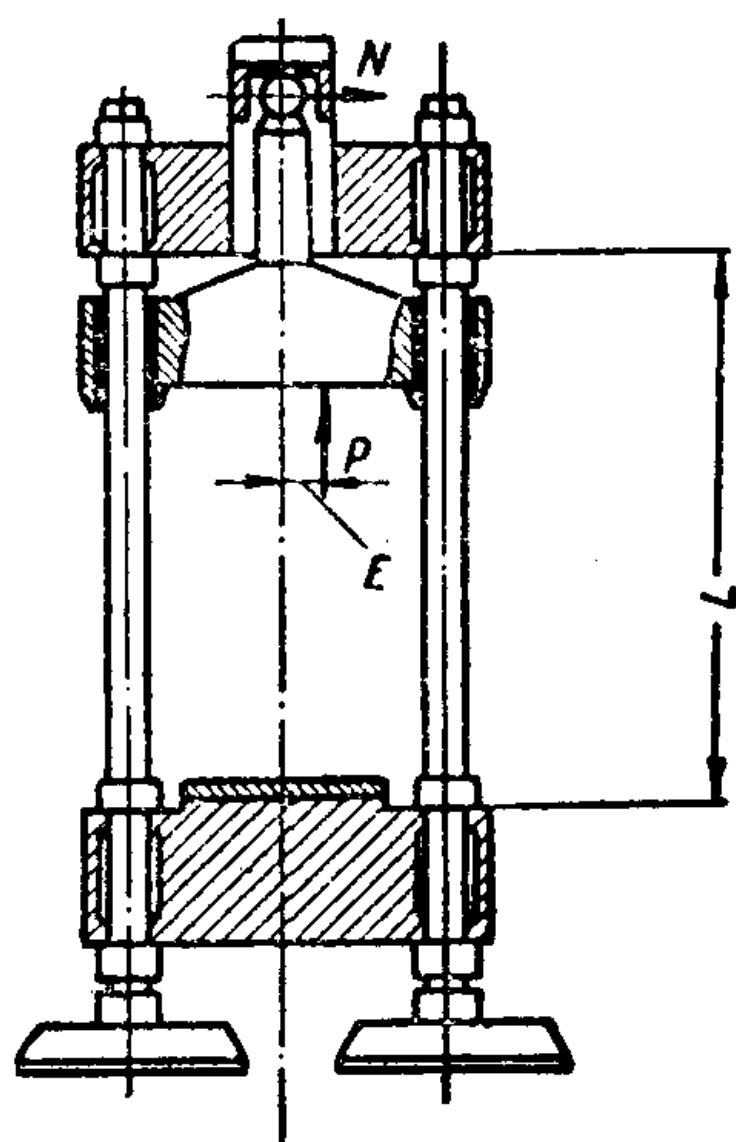


圖5 在帶有導行柱塞的水压机上加有偏心載荷的簡圖。

以活节与橫梁相連；

в) 活塞式單缸水压机；

г) 三缸水压机，其中間缸为活塞式，兩側缸为柱塞式，均以活节与活动橫梁相連。

д) 双缸水压机，具有空程導行的中間缸和兩側的柱塞式工作缸，兩側缸以活节与活动橫梁相連。

立柱（圖6）危險斷面上的計算彎曲力矩为

$$M_{us2} = PEx; \quad (3)$$

对上述 а, в 兩类水压机， x 值可由下列关系式确定：

$$x = \frac{0.5y(1-1.25y+0.5y^2)}{y+z},$$

对 в, г 和 д（圖7）类水压机，則：

$$x = \frac{0.5y(1-1.25y+0.5y^2)}{\varphi},$$

式中 P ——水压机压力（公斤）；

E ——鍛造偏心距（公分）；

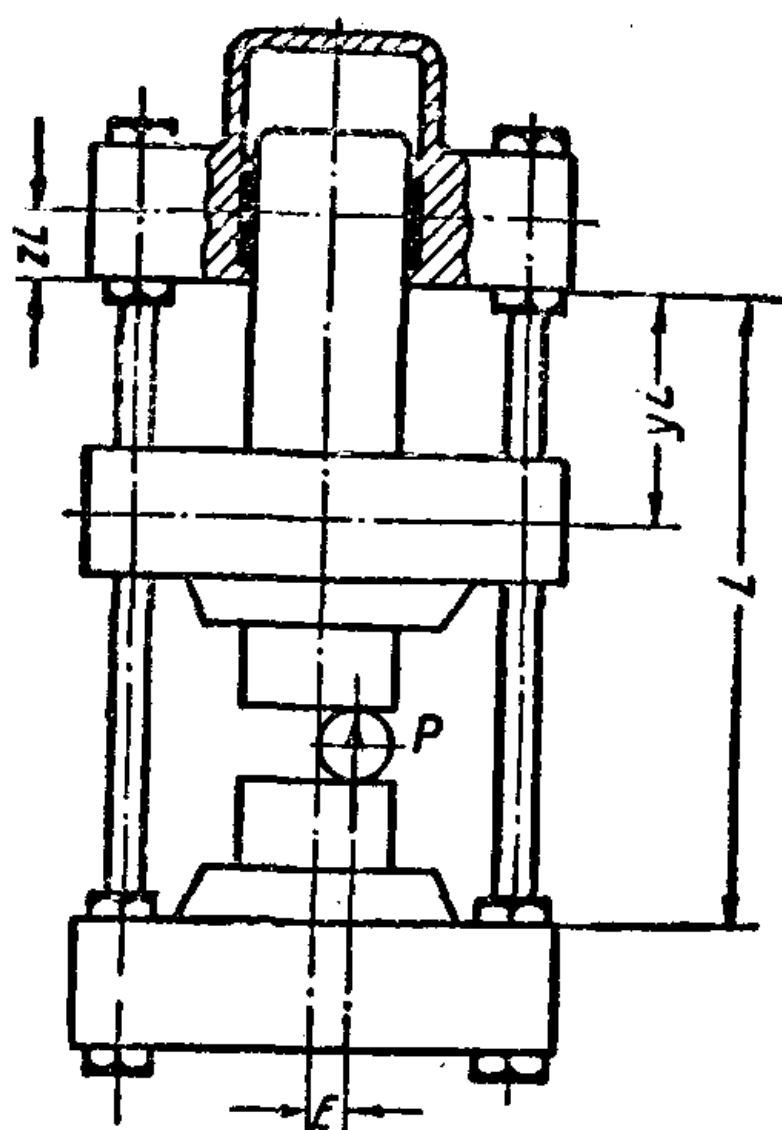


圖 6 当偏心載荷时水压机的計算圖。

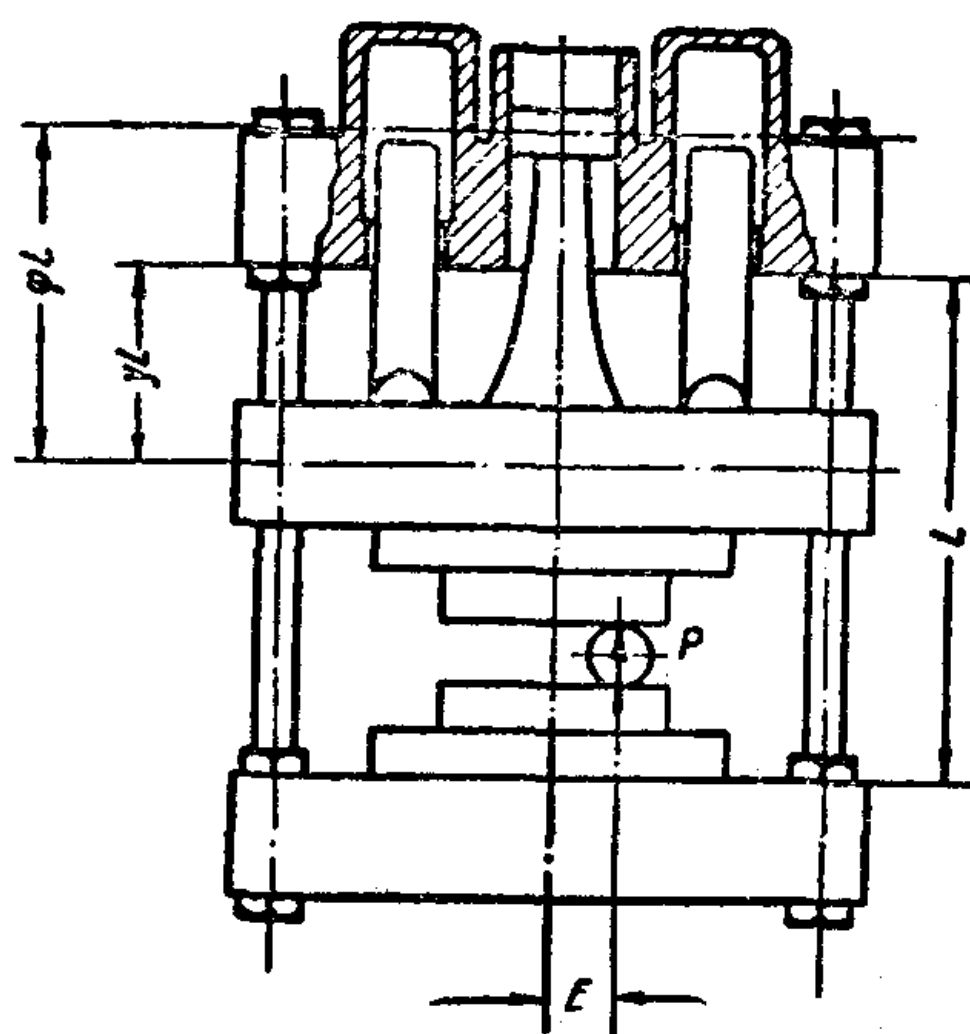


圖 7 当偏心載荷时水压机的第二种計算圖。

y ——活动横梁的中平面至上横梁的底平面的距离，以佔上横梁至水压机底座間距离 L 的几分之几表示；

z ——上横梁底平面至工作缸导套中心的距离，以佔上横梁和底座間距离 L 的几分之几表示；

φ ——活塞中平面和活动横梁間的距离，以佔上横梁和底座間距离 L 的几分之几表示。

表 1 所示 x 的各项数值用於 a 和 б 类水压机 [公式 (3) 和圖 8]，而表 2 所示的則用於 в、г 和 д 类水压机 (圖 9)。

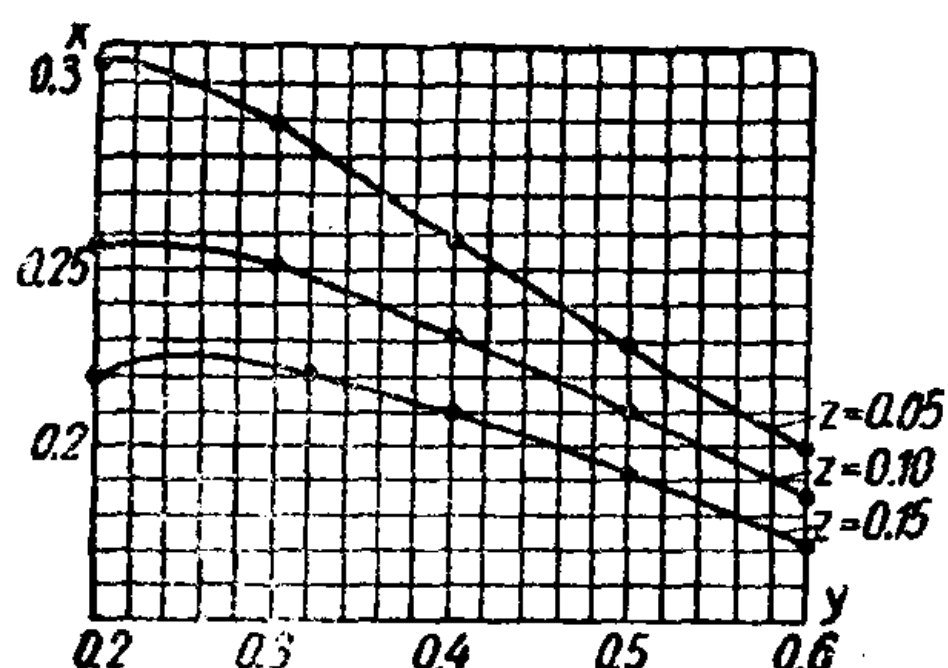
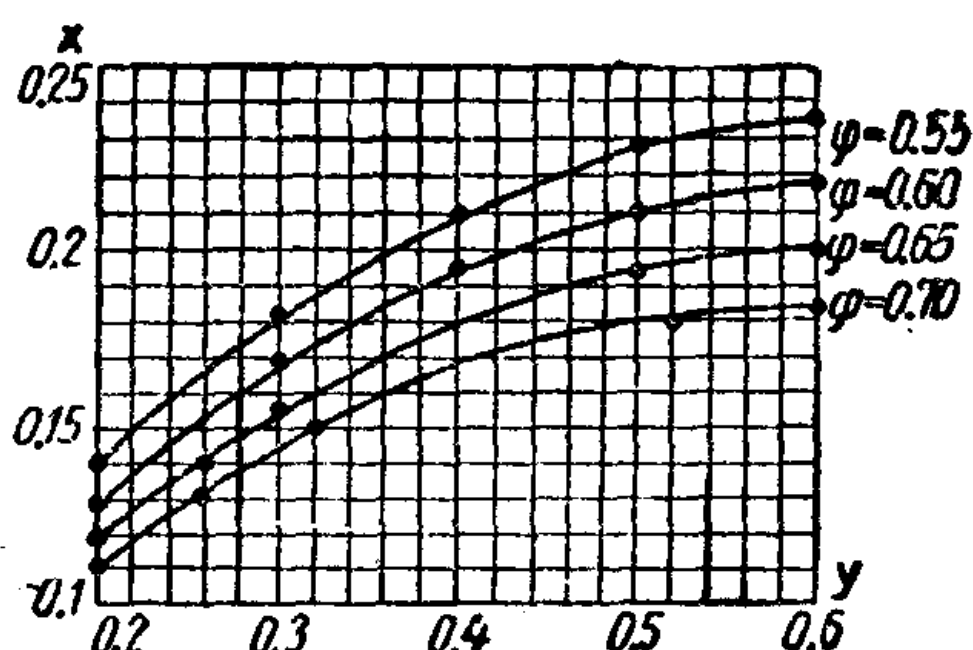
對於帶有活动横梁的一般結構的水压机，其活动横梁襯套間的間隙值和工作缸襯套及柱塞間的間隙值兩者的关系应符合下列

表 1 [公式 (3)]

y	$z=0.05$	$z=0.10$	$z=0.15$
0.2	0.308	0.256	0.220
0.3	0.287	0.251	0.223
0.4	0.257	0.232	0.221
0.5	0.227	0.208	0.192
0.6	0.198	0.184	0.172

表 2

y	$\varphi=0.55$	$\varphi=0.60$	$\varphi=0.65$	$\varphi=0.70$
0.2	0.140	0.128	0.118	0.110
0.3	0.183	0.157	0.155	0.144
0.4	0.211	0.193	0.178	0.156
0.5	0.227	0.208	0.192	0.179
0.6	0.235	0.215	0.198	0.184

圖8 計算水压机立柱时 x 值的变化。圖9 x 值依 φ 值而变化的曲綫。

不等式：

$$\Delta_k < \frac{2(y+z)L}{B} \Delta_k, \quad (4)$$

式中 Δ_k ——工作缸襯套与柱塞間的間隙；

Δ_k ——活动横梁襯套与立柱間的間隙；

B ——活动横梁襯套的高度。

對於用活节与活动横梁的导襯相連接的水压机，上述关系就不一定存在。

維諾古尔斯基 (X. A. Винокурский) 在他自己对水压机立柱計算的研究[1]中，更深入地發展了斯托罗热夫所提出的基本理論，並考虑到鍛件在其与水压机中心成偏心放置时將成为横梁的附加水平支座，从而导出了通用的公式。

維諾古尔斯基的公式在确定空心立柱所許用的偏心值 $l_{\max}$ 时为：

$$l_{\max} = \left[\frac{R}{\sigma_{\text{расм}}} - 1 \right] \frac{D^2 + d^2}{16mD},$$

在确定实心立柱所許用的偏心值时为：

$$l_{\max} = \left[\frac{R}{\sigma_{\text{расм}}} - 1 \right] \frac{D^2}{16m},$$

式中 R ——立柱上的許用应力 (公斤/公分²)。對於45号鋼，許用的总应力 (拉伸应力与弯曲应力) 为： $R \leq 2000$ 公斤/公分²；

D ——最小外徑 (公分)；

d ——柱內的孔徑；

$\sigma_{pacm} = \frac{0.25 P}{\omega}$ ——立柱上由於水压机中心压力所产生的拉伸应力；

ω ——立柱的截面积（公分²）；

m ——按下列鍛压时的外部力矩等式所确定的系数：

$$M_k = 1 = Pl[1]。$$

計算时，建議要确定立柱在下列兩種情况下的最大力矩：

1) 鍛件不作为附加的水平支座； 2) 鍛件對於橫梁來說是附加的支座。根据維諾古爾斯基的資料，偏心鍛造时的弯曲应力值通常較中心載荷时的拉伸应力大 3 ~ 4 倍。例如：当 $\sigma_{pacm} = 300$ 公斤/公分² 时，弯曲应力可达 $\sigma_{usz} = 1400$ 公斤/公分²。

在工業中，悬臂式水压机使用最广，現在讓我們研究一下加压时其力的平衡条件。

在悬臂式水压机（圖10）上同样是外力与內力系彼此相互抵消的。

外力 P 作用於力臂 $L = a + e$ 上。

如果加兩個相等而又相互平衡的压力 P 於机身中心时，則將会有力 P 和力臂 L 的力偶，企圖把弯曲狀的机身弄直，另一方面，力 P 还要使机身拉裂。因此，用来計算机身 $A-A$ 截面的公式为：

$$M_{usz} = PL, \quad (5)$$

所以

$$\sigma = \frac{M_{usz} l}{J},$$

式中 J ——机身截面的慣性力矩（公分⁴）；

l ——自中心線至最远纖維的距离（公分）；

σ ——弯曲应力（公斤/公分²）。

拉裂机身的力 P 和因此而引起的破裂应力將形成下列关系：

$$P = F\sigma,$$

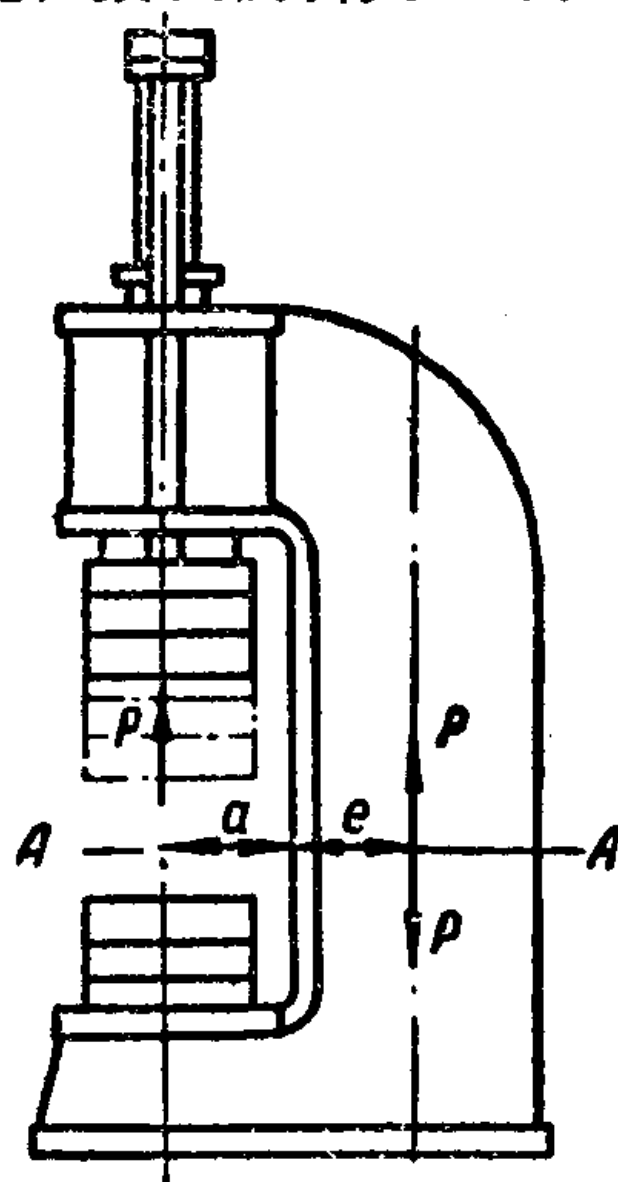


圖10 在悬臂式水压机上，应力的分布圖。

式中 F ——机身的截面面积 (公分²)。

在这类結構的水压机上，常加兩根坚固的立柱，因之可減輕机身的負荷。圖 11 所示即为此类水压机的一种。

選擇水压机結構的几个要点。上面已研討了各种水压机在中心載荷和偏心載荷时，作用力的分布情况，並列出了計算公式，因之有可能在設計水压机的基本問題上——在一般場合和个别場合，依据水压机的使用要求來選擇水压机主要部分（上橫梁和活动橫梁）的結構上，提出几点应注意的地方。

首先应当指出，像圖47所示柱塞不牢固紧定在橫梁上的單缸水压机結構，只有压力在 200 吨以下，速度低，工作行程小（50 公厘以下），並且載荷在正中心上时，因其制造簡單而价廉才採用。

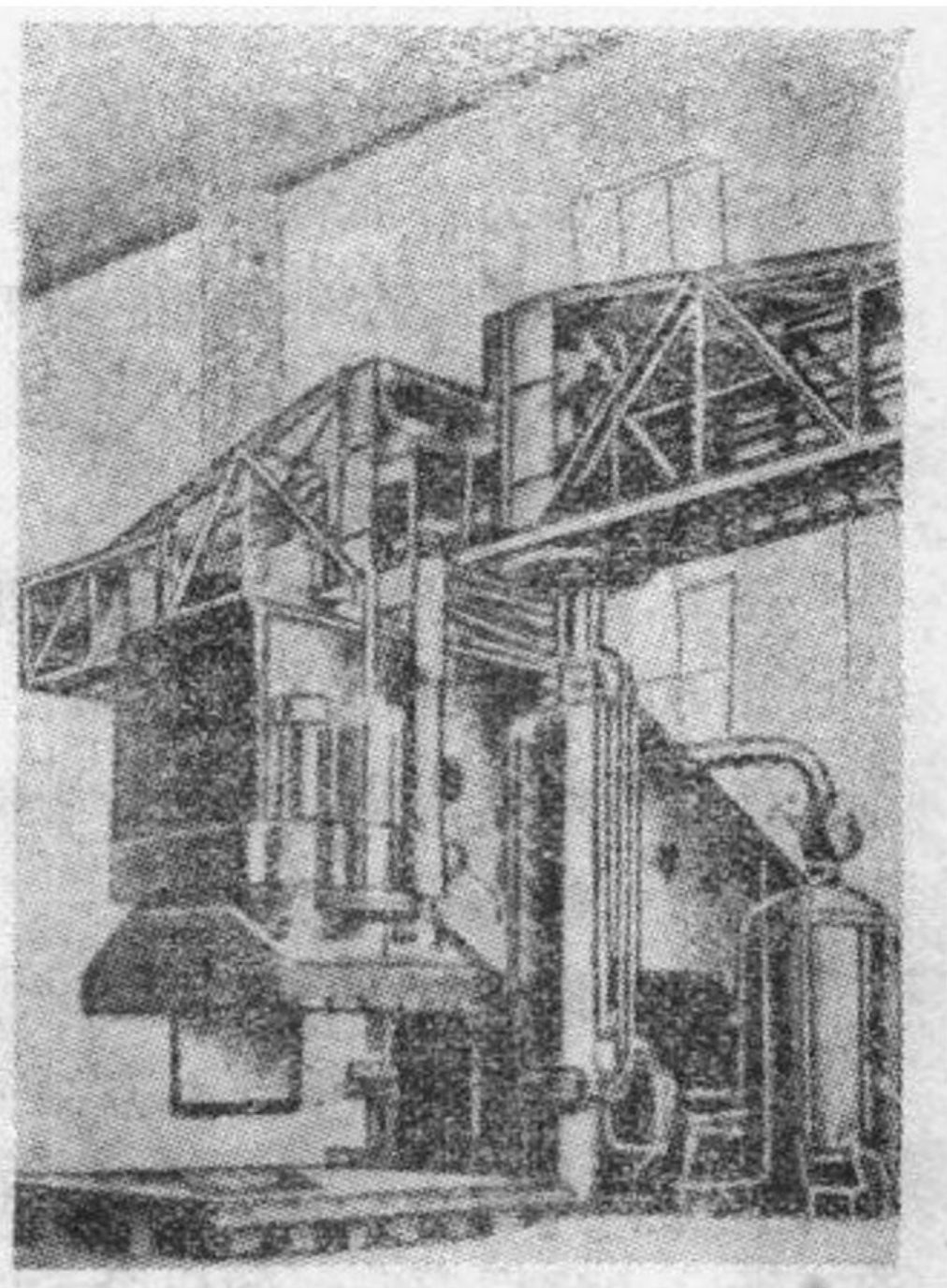


圖11 帶坚固立柱的悬臂式水压机。

專門用来落料、压印、团塊、压制塑料等用的水压机都可列入此类。

有时虽然仅有很小一点的偏心力，这类結構就不适用，而必須像圖 4 所示，把柱塞牢固地紧定在活动橫梁上。

但是这种結構虽然因其簡單而应用很广，然而压力会經柱塞傳到上橫梁而直接作用於襯套及封帽上，因而使后者过早报廢。

單缸水压机，依其用途可設計到压力为 1000~1500 吨的。

上述压力适用於單級压力的兩缸水压机，此时工作缸的結構設計是成双的。

上述單缸水压机所特有的缺点，在此例中也还存在。为了消除此一缺点，可用一特殊的导行滑桿（圖12），它与活动橫梁牢

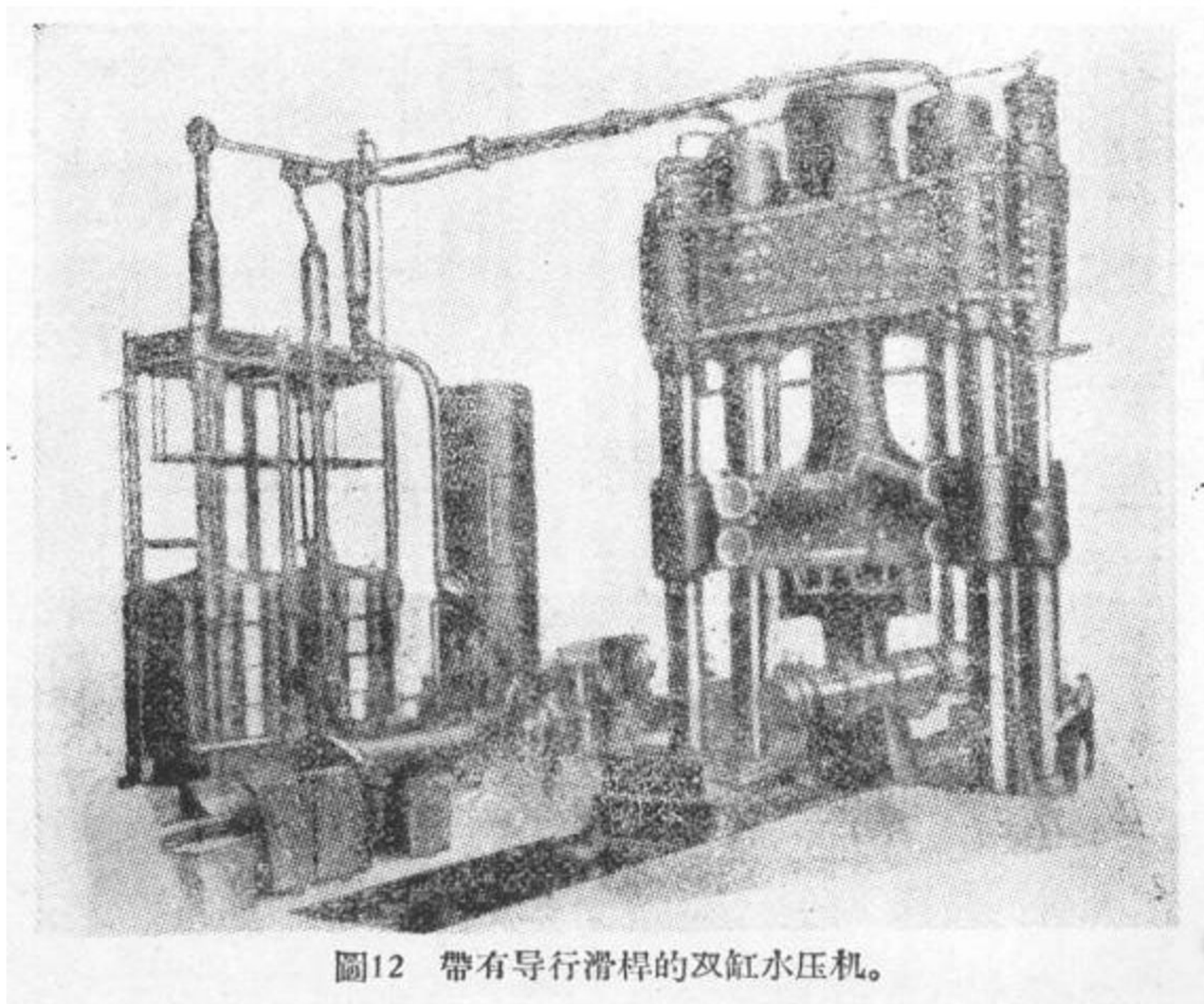


圖12 帶有導行滑桿的雙缸水壓機。

固相連，其頂部能在上橫梁上的襯套內滑動。

在這種結構上的兩個工作缸的襯套與封帽，不受偏心載荷的有害影響，因而給工作缸和柱塞創立了有利的工作條件，同時延長了它們的使用期限。

當然，這種結構需要增加各立柱間的中心距，因而使其在製造時增加額外的金屬消耗，同時也會由此增加了機器的重量，但是卻提高了使用質量。

最後，對於壓力在1500噸以上的水壓機，當要求有數級壓力時，其結構的擬定與上面所探討過的稍有不同（圖13）。

中間的柱塞牢固地緊定在活動橫梁上，兩側的柱塞則用球形支座固定。

圖14所示為類似的結構，中間柱塞有助於減小偏心載荷對導軌及工作缸密封裝置的有害作用，同時還能減輕由於彎曲而對立柱的附加載荷。

這種結構雖然有很多優點，但很複雜，所以對於達3000～

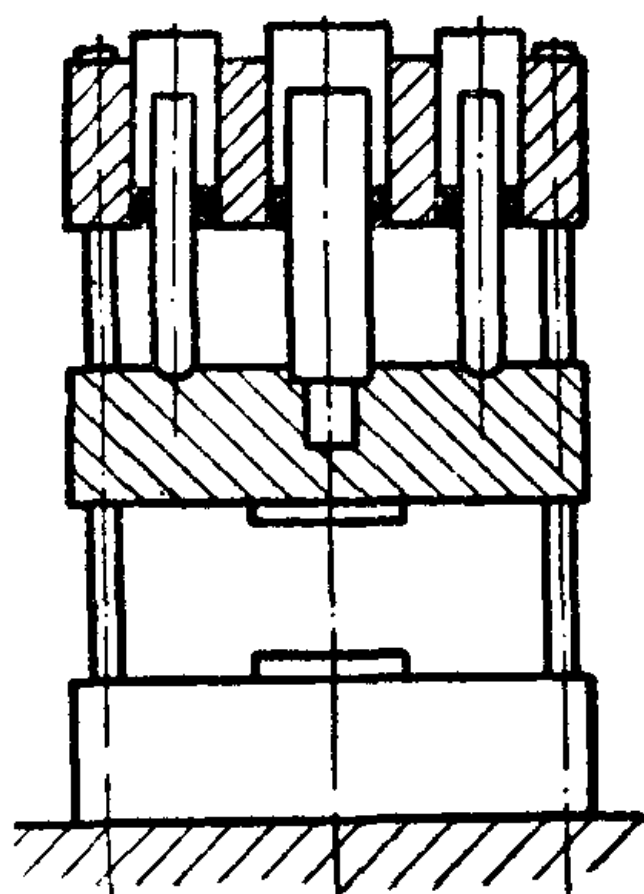


圖13 三級压力的三缸水压机結構圖。

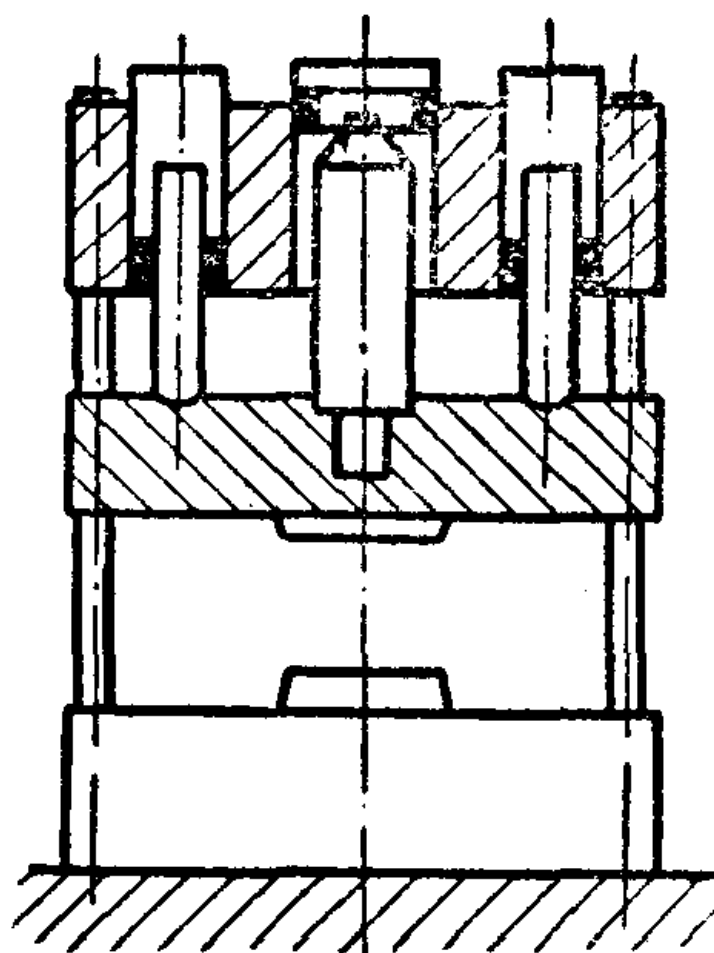


圖14 帶有中間導行柱塞的三缸水压机結構圖。

6000 吨的中級压力水压机，多採用下述方案：三缸的按圖 13 的結構，單缸的按圖 4 的結構，雙缸的則按圖 12 的結構。

所有这些結構系統的方案，無論對於柱式的和門框式的以及懸臂式的水压机都可採用，其中也包括橫梁的工作行程由下往上的水压机（工作缸裝在底座上），这种水压机可認為是倒轉过来的一般結構的水压机。

立柱和螺帽的計算及其緊固

当有偏心附加压力时，确定水压机系統內的作用力是立柱計算的基础。

当採用45号鋼（ГОСТ В-1050-41）时，計算按已确定的結構系統及公式（1）和（3）进行。最小截面的最大許用拉应力为 $\sigma_p \leq 600$ 公斤/公分² 弯曲应力为 $\sigma_{usz} \leq 1500$ 公斤/公分²。

由於所附加的偏心載荷不固定（尤其是鍛造与冲压水压机），故 σ_{usz} 需採用最高值。为了預防由於过度的偏心載荷而引起的立柱損坏，建議使用一些專門的控制器。

所用的方法是根據光电效应原理[18]。拉霍夫（В.Н. Рахов）工程師拟出了另外一种避免水压机立柱損坏的方法（圖15）。这