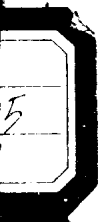


机 压 轴 曲 理 原 算 计

斯托洛热夫、考彼洛夫著



机械工业出版社



曲 軸 压 力 机 計 算 原 理

斯托洛热夫、考彼洛夫著

尹長柏 刘玉文 朱击君 朱 鎔、
苏祖武 陳汗欣 姜奎华 徐家梅 合譯
馬繼祖 倪 暹 黃俊标 程鐘林

机械工業出版社

1958

出版者的話

本書于1935年就已經在苏联出版了。但是截至目前为止，还是唯一的对曲軸压力机計算理論进行詳尽闡述的一本書。在內容上不仅从曲軸压力机的运动学、动力学、能量及强度的观点，闡明了計算原理和推导出了計算公式；而且为了便于讀者很快地掌握压力机的設計方法，在本書的最后一部分，以一章的篇幅对具体的压力机作出了計算举例。

因此，本書可作高等工業学校鍛压專業高年級学生、鍛压机器制造厂及有关部门的工程技术人员的主要参考書。

苏联 М. Сторожев, Н. Копылов 著 ‘Основы расчета кривошипных прессов’ (1935 年版)

*

*

*

NO. 1707

1958 年 6 月第一版 1958 年 6 月第一版第一次印刷

850×1168^{1/32} 字数 124 千字 印張 4^{14/16} 0,001— 2,500 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) 0.94 元

目 次

原序.....	4
主要符号表.....	5
第一章 緒論.....	9
第二章 压力机运动学.....	17
第三章 压力机动力学.....	32
第四章 压力机能量学.....	72
第五章 压力机强度.....	90
第六章 計算举例.....	124

原 序

本文系由苏联鍛压科学技术工程学会莫斯科分会 (МОНИТОКУЗНЕЦОВ) 提供作为即将召开的鍛压工作者代表大会的资料而付印的。

这篇文章从运动学、动力学、能量学和强度观点阐明了曲軸压力机的計算原理。

在本文中研究了多种类型的單連杆單动压力机。双动压力机以及双連杆和多連杆压力机都不是本文研究之对象，但是利用本文的资料，讀者可得到有关这些压力机的一系列問題的解答。

由于本文所論述的只是計算原理，所以也不想詳尽無遺地研究压力机計算中全部的重要問題。本文的特点是尽量不重复那些讀者从材料力学、机械零件和应用力学的一般書籍中易于找到的資料。

根据作者的叙述性質及文中資料看来，本文对机器制造高等工業学校高年級学生，以及在工作中接触到曲軸压力机的工程技术人员有所裨益。

在叙述和推导过程中作者力求既給出包括各相互影响因素的精确算式，亦給出实际应用时的簡化算式。

文章中的大部分資料是作者独创的工作，在此以前从未有人發表过。

在考虑摩擦力影响的曲軸压力机动力学問題，也即在有关滑块上允許作用力曲綫問題与压力机效率問題的研究上，作者是一个先驅者。这些問題論述，作者于1933年曾首次在杂志上發表 (見1933年第七期和1934年第一期 НИИМАШ 杂志)。在本文中这些問題的論述又得到了更进一步的发展。

作者之間分工如下：压力机运动学一章和計算例子由考彼洛夫 (Н. Копылов) 編写，其余章节則由斯托洛熱夫 (М. Сторожев) 写成。

主要符号表

符号是分別按希臘字母、小寫拉丁字母及大寫拉丁字母的順序排列。

希臘字母

- α ——曲軸偏离其最低位置的角度 (圖22)。
- β ——連杆的几何軸綫与滑塊运动平面間的夾角 (圖22)。
- γ ——連杆的几何軸綫与連杆上作用力方向之間的夾角 (圖30)。
- δ ——驅動曲軸上大齒輪用的小齒輪位置的角度 (圖32)。
- ϵ ——齒輪的嚙合角 (圖32)。
- η_p ——工作行程的效率。
- η_K ——一个循环的效率。
- η_n ——工作行程时由傳動軸到曲軸間的傳動效率。
- η_K ——工作行程时曲柄机构的平均效率。
- $\eta_K^{\text{瞬}}$ ——工作行程时曲柄机构的瞬时效率。
- μ ——摩擦系数。
- π ——圓周長与直徑的比值。
- ρ_A ——連杆上支承端軸頸的摩擦圓半徑 (圖30)。
- ρ_B ——連杆下支承端的摩擦圓半徑 (圖30)。
- σ_B ——弯曲应力。
- φ ——摩擦角。
- ψ ——齿寬 (齒輪) 与齿距的比值。
- ω ——电动机的迴轉角速度。
- ω_K ——曲軸的迴轉角速度。

小寫拉丁字母

- c ——电动机的滑差。
- c_H ——額定負荷下的电动机滑差。
- $c_{\max}$ ——电动机的最大滑差。
- $c_{\min}$ ——电动机的最小滑差。
- d_A ——曲柄軸頸处的直徑 (圖48, 53, 54)。
- d_0 ——支座处曲軸的直徑 (圖48, 53, 54)。

d_c ——單柱压力机曲軸断面 $c-c$ 处的直径 (圖54)。

e_H ——在可变行程的單柱压力机中外偏心輪的偏心距圖55。

e ——自然对数的底数。

g ——重力加速度。

i_M ——由电动机軸到飞輪軸間的傳动比 (大于1)。

i_K ——由电动机軸到曲軸間的傳动比 (大于1)。

j ——滑塊的加速度。

k ——曲柄半徑長度与連杆長度之比。

$\left. \begin{array}{l} l_1 \\ l_2 \\ l_3 \\ l_4 \\ l_5 \end{array} \right\}$ 各种类型曲軸上各段長度的尺寸 (圖34, 35, 39, 48, 53, 54)。

m_K ——曲軸上所需要的相对扭矩。

m_K^u ——理想机器 (無摩擦) 曲軸上的相对扭矩。

m_K^f ——轉換到曲軸上的由摩擦力产生的相对扭矩。

m ——齒輪模数。

n_K ——曲軸每分鐘的轉数 (压力机的行程数)。

n_K^{ucn} ——压力机每分鐘利用行程数。

n ——电动机每分鐘轉数。

n_{cx} ——电动机每分鐘的同步轉数。

n_H ——电动机每分鐘的額定轉数。

q ——压力机利用行程数与設計行程数之比值。

r_A ——連杆上支承端軸頸的半徑。

r_B ——連杆下支承端的半徑。

r_o ——支座处曲軸的半徑。

r_I ——單柱压力机靠近齒輪 (或飞輪) 的支座处曲軸的半徑。

r_{II} ——單柱压力机靠近連杆的支座处曲軸的半徑。

s ——滑塊与其最低位置間的相对位移 (用曲柄半徑为單位)。

t ——齒輪的齿距。

v ——滑塊的速度。

v_A ——連杆上支承端軸頸中心的圓周速度。

x ——參看圖57。

z_1 ——曲軸上齒輪的齒數 (圖56)。

z_2 ——中間軸 (在一級中間傳動時即為傳動軸) 上主動齒輪的齒數 (圖56)。

z_3 ——中間軸上從動齒輪的齒數 (圖56)。

z_M ——電動機軸上齒輪的齒數。

大寫拉丁字母

A_D ——變形功。

A_K ——曲軸上所需要的功。

A_K^μ ——工作行程時的摩擦功。

A_K^μ ——空行程時的摩擦功。

D_M ——飛輪的直徑 (外徑)。

E_{cx} ——同步轉數下飛輪的動能。

G_M ——飛輪的重量。

I_M ——飛輪的轉動慣量。

I_M^I ——轉換到電動機軸上的飛輪轉動慣量。

L ——連杆長度 (圖21, 22)。

M_K ——曲軸上所需要的扭矩。

M_K^μ ——理想機器 (無摩擦) 曲軸上所需的扭矩。

M_K^μ ——轉換到曲軸上的摩擦扭矩。

M_K^I ——轉換到電動機軸上的曲軸所需的扭矩。

$M_K^{\partial on}$ ——曲軸強度所允許的扭矩。

M_{AB} ——連杆的彎矩。

M ——電動機的扭矩。

M_N ——額定功率下的電動機扭矩。

M_{onp} ——電動機的顛復扭矩。

N ——電動機的功率。

N_N ——電動機的額定功率。

N_{max} ——電動機的最大功率。

P_D ——滑塊上的作用力 (變形抗力)。

$P_A^{\partial on}$ ——強度允許的滑塊上的作用力。

P_{AB} ——連杆上的作用力。

P_{AB}^s ——滑塊上的垂直分力。

P_{AB}^h ——滑塊上的水平分力。

P_{AB}^u ——理想机器中连杆上的作用力。

P_n ——作用在导轨上的压力。

P_n^u ——理想机器中（無摩擦）作用在导轨上的压力。

P_n^μ ——由摩擦力引起的作用在导轨上的压力。

P_o ——作用在曲轴支座上的压力。

P_1 ——靠近齿轮处（在無中間傳动的压力机上是飞輪）作用在曲轴支座上的压力。

P_{II} ——作用于曲轴另一支座上的压力（参看前一符号）。

P_o^v ——作用在支座上压力的垂直分力。

P_1^v ——作用在靠近齿轮的（在無中間傳动的压力机上是飞輪）支座上压力的垂直分力。

P_{II}^v ——作用在另一支座上压力的垂直分力（参看前一符号）。

P_o^h ——作用在支座上压力的水平分力。

P_1^h ——作用在靠近齿轮的（在無中間傳动的压力机中是飞輪）支座上压力的水平分力。

P_{II}^h ——作用在另一支座上压力的水平分力（参看前一符号）。

R ——曲柄半径（圖22）。

R_{ul} ——曲轴上齿轮的节圆半径。

S ——滑块与其最低位置的位移（圖22）。

T_{ul} ——曲轴上齿轮齿上的作用力。

T_{ul}^v ——曲轴上齿轮齿上作用力的垂直分力。

T_{ul}^h ——曲轴上齿轮齿上作用力的水平分力。

第一章 緒論

曲軸壓力機的基本機構，是由作旋轉運動的曲軸 a （圖 1）、連杆 b 和作往復運動的滑塊 c 組成。連杆是將曲軸的旋轉運動變為滑塊的往復運動的轉換工具。曲軸在固定於床身 e 上的軸承 d 中旋轉；滑塊在固定於床身上的導軌 f 中運動。模具的一部分緊固在滑塊上，另一部分緊固在壓力機的工作台上。這樣被加工的材料就壓在工作台和滑塊之間，而壓力機的床身組成一個封閉的力的系統。

壓力機的基本類型，是按照曲軸在支座中的位置而劃分的。不論床身的外表形狀如何，只要軸的支座位於連杆的兩側，我們便稱這樣的壓力機為雙柱式壓力機。壓力機軸的支座位於滑塊的一側時，則壓力機稱為單柱式壓力機。

由此觀點出發，圖 2，3，4，5，6 和 7 上的壓力機都是雙柱式的，並且它們的計算方法是相同的。它們的區別僅在於床身結構形式不同，而這是視各種不同工藝用途而定的。

圖 2 —— 雙柱直立開式壓力機。

圖 3 —— 雙柱傾斜開式壓力機。

圖 4 —— 雙柱可傾開式壓力機。

圖 5 —— 雙柱工作台可以移開的開式壓力機。

圖 6 —— 封閉式壓力機。

圖 7 —— 封閉式壓力機的一種，即所謂“拱式壓力機”。

圖 8 和圖 9 —— 單柱式壓力機。

在某些情況下，曲軸壓力機可能是單柱和雙柱兩種形式的聯合結構，切邊壓力機（圖 10）就是這種結構形式的一個例子。要計算主滑塊機構 a ，我們應以雙柱壓力機的公式作為基礎。當計算輔助滑塊 b 時，應當使用單柱式壓力機的計算公式。

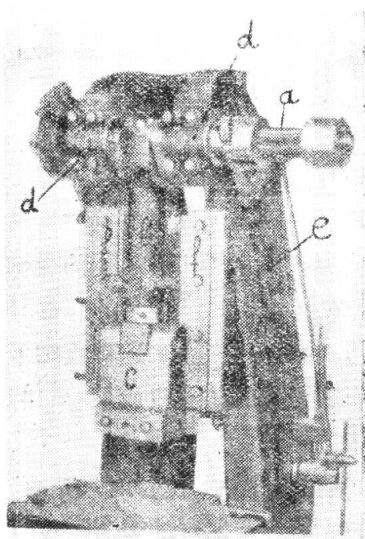


圖 1

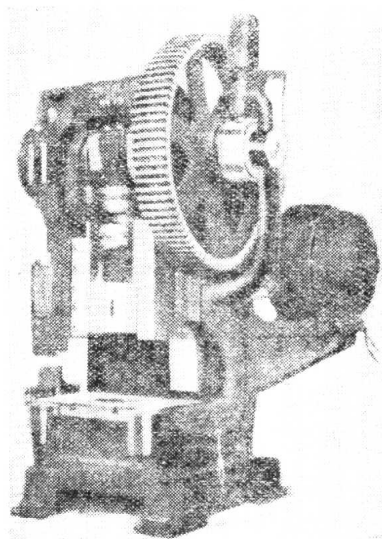


圖 2

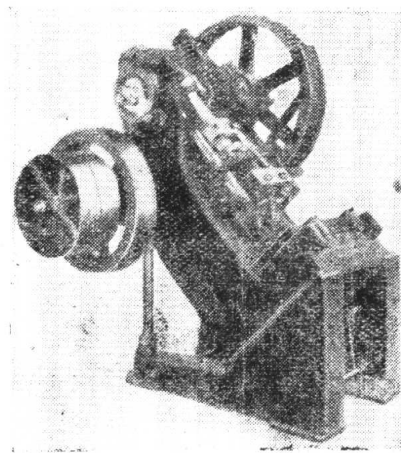


圖 3

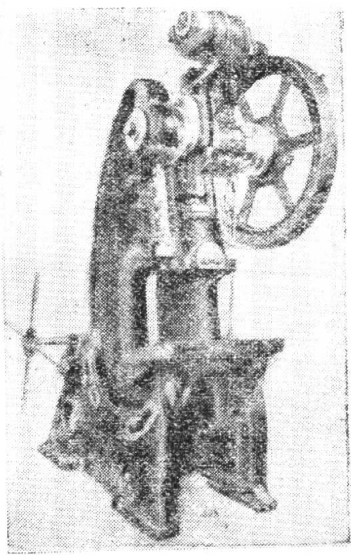


圖 4

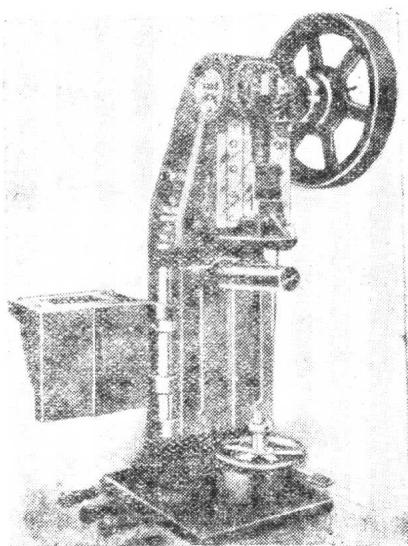


圖 5

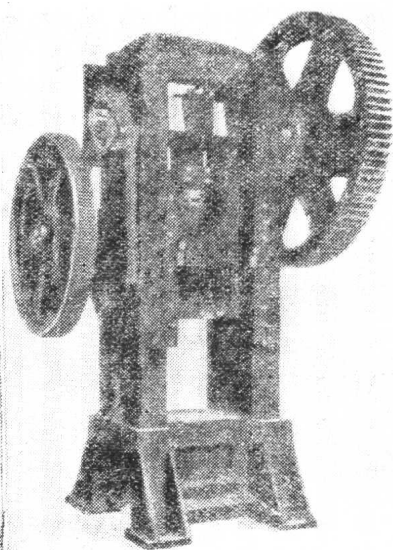


圖 6

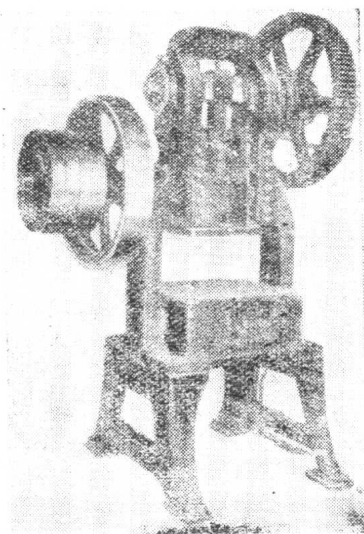


圖 7

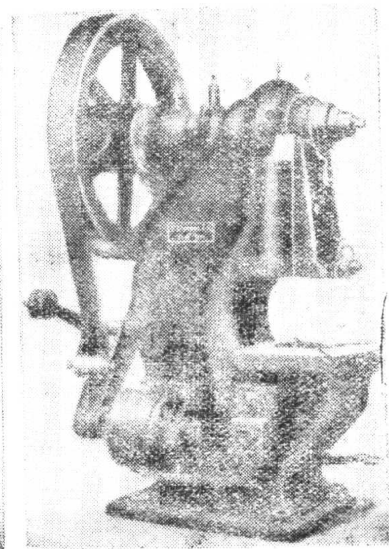


圖 8

根据曲軸的驅動系統，压力机可分为兩組：無中間傳动压力机（或称直接傳动压力机，或称由飞輪傳动压力机）和帶中間傳动压力机。

从本書以后各章中可以看到，上面兩組压力机的計算有显著的不同。

曲軸直接由电动机（或天軸）用皮帶或齒輪驅动的压力机称为無中間傳动压力机。

在圖 4 和圖 10 中所示即为無中間傳动由齒輪驅动的压力机。圖 8 和圖 11 是無中間傳动由皮帶驅动的压力机。無中間傳动压力机的基本特征是飞輪直接安在曲軸上。

在帶中間傳动的压力机結構中除曲軸外，至少还应当有一根軸。

圖 12 所示为帶一級中間傳动的压力机，在此情況下，除曲軸 a 外還有一根傳动軸 b 。

傳动軸由电动机軸上的齒輪驅動，然后經過另一对齒輪，驅

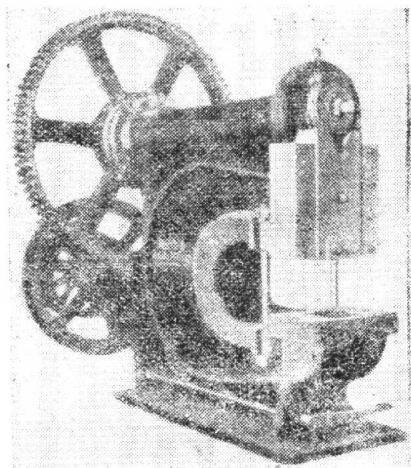


圖 9

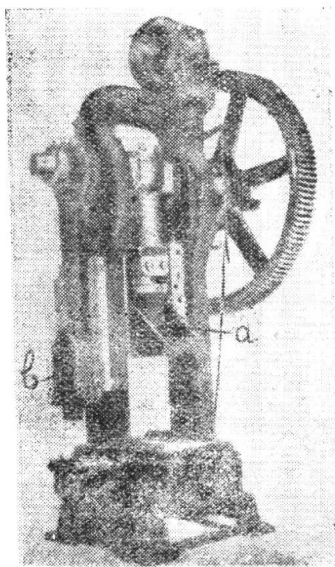


圖 10

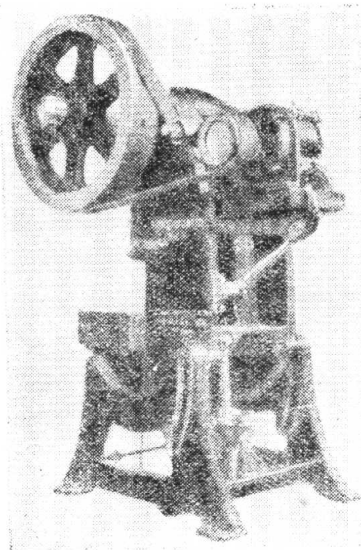


圖 11

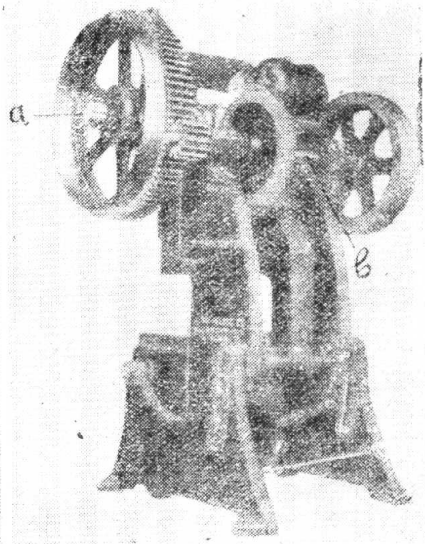


圖 12

动曲軸（圖12）。

圖 13 所示为帶二級中間傳动的压力机。这里在帶飞輪 7 的傳动軸 9 上有一个与电动机齒輪相嚙合的从动齒輪 8（在圖上沒有表示出来）和主动齒輪 10。主动齒輪 10 通过齒輪 15 帶动中間軸 14 旋轉，再由中間軸經過齒輪 19 和 2 將运动傳給曲軸。

在帶中間傳动的压力机上飞輪应安裝在与电动机連接的傳动軸上。

帶中間傳动的压力机本身还分二种：單边驅動压力机（圖12，13）和双边驅動压力机（圖14）。

第二个方案在曲軸上不是有一个从动齒輪，而是有兩個，它們对称地安放在連杆兩側。这些压力机在計算中又有某些不同的特点。

根据作用在同一滑塊上的連杆数目，可將压力机分为單連杆的（或單拐的），双連杆的和多連杆的。在圖 2 至圖 14 中都是單連杆压力机。圖 15 是双連杆压力机，而圖 16 是四連杆压力机。

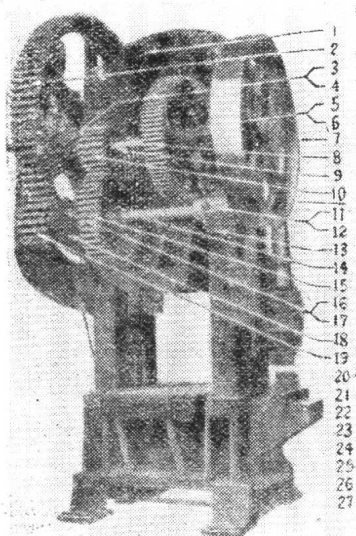


圖 13

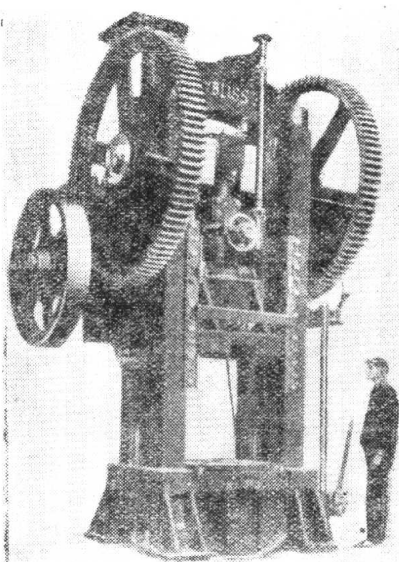


圖 14

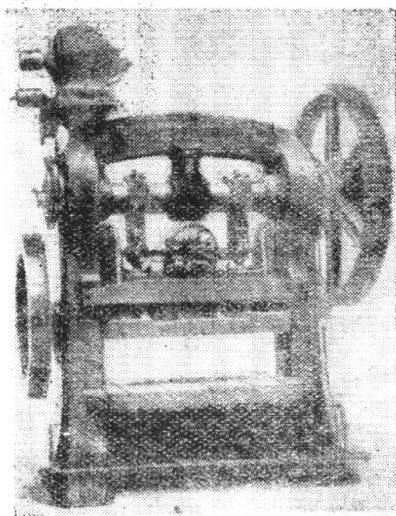


圖 15

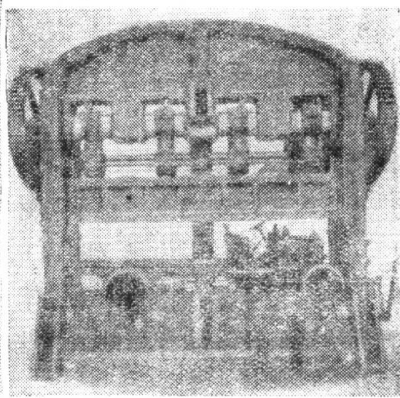


圖 16

所有多連杆壓力機都是雙柱式的，而且他們也能如同雙柱單連杆壓力機一樣地分成各種組別。

近来出现了双曲轴。在每一个曲轴上有二个连杆。

在本文中只研究單连杆压力机。但是本文中关于运动学和能量学的有关资料对多连杆压力机也全部适用，同样可顺利地用双柱單曲轴压力机的公式计算这些压力机的扭矩和效率。

最后，按工艺用途和压力机用的工具的特点尚可以分單动压力机和双动压力机。载于圖2至圖16中的压力机都属于單动压力机这一类的。

双动压力机的特点在于除实现基本工序的工作滑块外，它还有一个輔助滑块——压料圈。后者是外滑块，在它的内部运动着內滑块，即工作滑块。

如在單动压力机中一样，曲轴经过连杆带动了內滑块，外滑块由同一軸的凸輪系統驱动（凸輪式压力机。圖17）或杠杆系統驱动（杠杆式压力机。圖18）。

在本文中專門研究單动压力机。

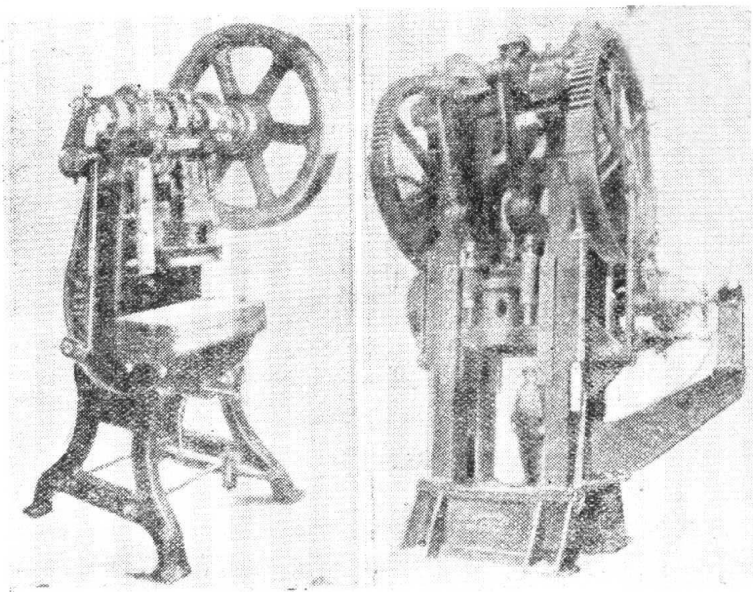


圖 17

圖 18

使連杆运动的壓力机主軸，不論其結構形狀如何，我們將称它为“曲軸”。根据結構它們可以分为（圖19）：

1) 單拐軸（圖19—1）；

2) 偏心軸（圖19—2）；

3) 曲軸（圖19—3）。

第一种專門用于單柱式壓力机，

第二种和第三种只用于双柱式壓力机。軸承中心綫和連杆上支承端軸頭

中心綫間的距离我們將一直称为曲柄半徑，它在壓力机的計算中有重要的意义。曲柄半徑的大小在某些結構中是可以变化的。

为此，在曲柄軸頭 a 上（圖20）装一个特殊偏心套 b ，而連杆支承端 c 套在此偏心套的圓柱形外表面上。曲柄半徑 R 的数值在这样的結構中取决于三个参数：即內偏心 e_s ，外偏心 e_n 和偏心套 b 在曲柄軸頭 a 上的安裝位置。

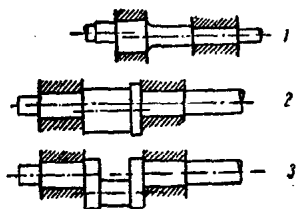


圖 19

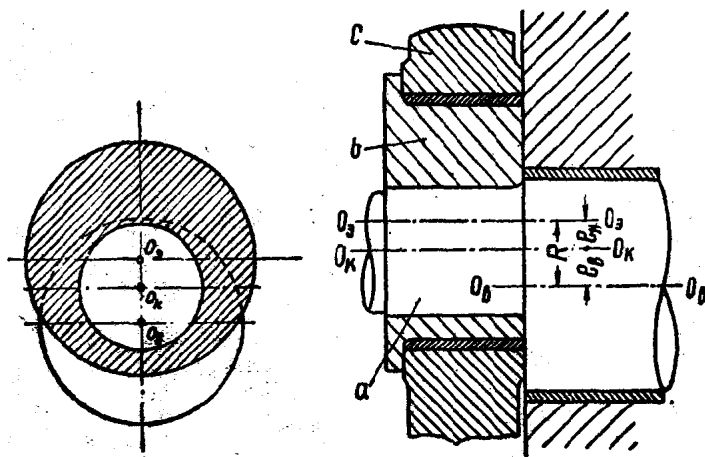


圖 20

在圖 20 上軸綫 $O_s - O_s$ ，曲柄軸頭的軸綫 $O_K - O_K$ 和偏心套軸綫 $O_B - O_B$ 都在一个平面內，并且曲柄軸頭的軸綫 $O_K - O_K$ 位于曲軸的軸綫和偏心套的軸綫之間。