

單动开式曲柄压力机改装 計 算

苏联机床与工具工业部第十专业設計局編著



机械工业出版社

單动开式曲柄压力机改装計算

苏联机床与工具工业部第十专业設計局編著

朱鎔、苏祖武合譯



机械工业出版社

出版者的話

本書總結了苏联机床与工具工业部第十專業設計局有关曲柄压力机的設計經驗。此外，还總結了苏联一些工厂中使用压力机的經驗。

本書共分四章。第一章講曲柄压力机改装的基本原則。第二章講如何充分利用压力机的工艺能力。第三章叙述压力机各部件零件的計算。第四章为計算示例。

本書中列有一些宝贵的設計数据及建議，可供使用、改装和設計压力机的工作人員及高等学校压力加工專業学生参考。

苏联 Министерство станкостроительной и инструментальной промышленности СССР СКБ-10編著 'Расчеты при модернизации открытых кривошипных прессов простого действия' (Машгиз 1956年第一版)

*

*

*

NO. 2549

1959年2月第一版 1959年2月第一版第一次印刷

850×1168 $1/32$ 字數 52 千字 印張 $2\frac{2}{16}$ 0,001— 2,050 冊

机械工业出版社(北京阜成門外百万庄)出版

机械工业出版社印刷厂印刷 新华書店發行

北京市書刊出版业營業許可証出字第 008 号 定价(11) 0.43 元

目 次

緒論	5
一 改装曲柄压力机的基本原則	8
二 压力机工艺能力的正确使用	9
三 改装計算	14
1 軸的計算	15
曲拐軸(15)——曲柄軸(25)——傳動軸(27)	
2 齒輪傳動的計算	29
飛輪軸和曲柄(曲拐)軸之間的齒輪傳動(29)——電動機軸和飛輪軸間的齒輪傳動(32)	
3 三角皮帶傳動計算	37
4 电动机功率和飞輪能量的計算	41
5 离合器的計算	47
爪形离合器(48)——轉鍵离合器(50)——滑銷离合器(51)——摩擦盘离合器(51)	
6 制动器的計算	53
塊狀制动器(55)——帶狀制动器(56)——盤狀制动器(56)	
7 滑动軸承和支承軸頸的計算	56
8 床身計算	59
四 改装計算示例	64

緒 論

曲柄压力机在机器制造业的各部門中广泛采用，在金屬压力加工工艺上占有显著的地位。

板料冲压压力机由于具有万能性，因而应用最广。按工艺用途可将板料冲压压力机分为落料用、冲孔用、冲網眼和拉延用的四种。

板料冲压压力机在整个曲柄压力机系列中所占的比重是較大的，并由于鍛压设备制造厂所生产的压力机結構日新月异，而逐年增長。在生产新型結構压力机的同时，改装現有的曲柄压力机也具有重要的意义。

采用金屬压力加工的先进工艺，使用耐磨鋼制造鍛模，在压力机上装备自动送料装置及将压力机列入自动作业綫等，都促使对現有的曲柄压力机进行綜合的改装。

近几年来，除了仅在某几个工厂內改装了个别几台压力机外，曲柄压力机的改装实际上并没有进行。

在苏共第二十次党代会上关于第六个五年計划的決議中，提出了关于鍛压設備改装的巨大任务。在五年計划期間，将通过改装現有的曲柄压力机，使劳动生产率平均提高30%。在这个指示下，改装曲柄压力机应給以極大的重視。

在現有的板料冲压压力机中結構上的差別是很大的，因为通常压力机的結構便規定了它的用途的工艺特点。

但为了簡化分类起見，可将国内外出产的各种板料冲压压力机的結構分为以下几类：1) 單柱压力机；2) 双柱压力机——(开式的和閉式的。

在我国工业中，單柱压力机和双柱开式压力机得到大量采用，因为这些压力机的床身結構容許将材料从两个方向送往模子——

即平行和垂直于压力机的床沿送料，并且便于安装自动送料装置。

单柱压力机具有垂直于床沿放置的曲轴。

双柱开式压力机具有平行于床沿放置的单拐或双拐曲轴，做成可倾的或不可倾的床身。

开式曲柄压力机的压力约在6~200吨范围内（国外某些公司的压力机有达600吨者）。开式曲柄压力机滑块的每分钟行程次数为：快速压力机——200以下，低速压力机——90以下。

单柱压力机的传动系统见图1，双柱开式压力机的传动系统见图2。

按照电动机到飞轮的传动级数，开式压力机的传动可分为单级的（图1a与b）、双级的（图1c与d）及多级的（图2e、f与g）。按照安装在曲轴上的齿轮数目，双柱开式压力机的驱动可分为单侧的（图1a~d）和双侧的（图2g）。单柱压力机是单侧驱动的。

必需注意，应首先改装单动开式曲柄压力机，并且应考虑其传动系统以及床身与其他零件的结构特点。

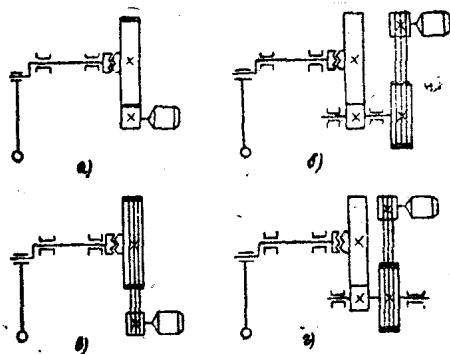


图1 单柱曲柄压力机的传动系统图：

a—齿轮传动的单级驱动；b—三角皮带传动的单级驱动；c与d—双级驱动。

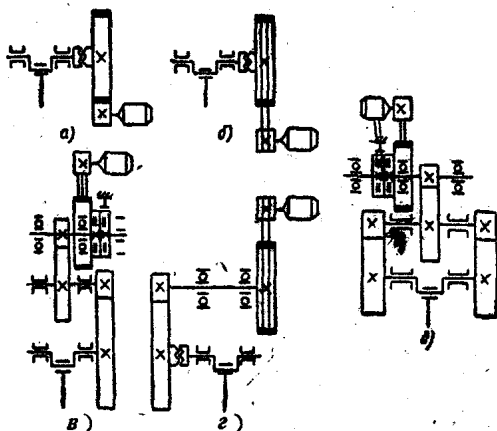


图2 双柱曲柄压力机的传动系统图：

a~c—单侧驱动；d—双侧驱动。

本書所敘述的是适合于單动开式压力机的計算方法。

在改装时所进行的計算，是为了充分發揮压力机尚未利用的潜力，确定生产率能允許提高多少，提出更換压力机薄弱构件的建議，以及指出扩大压力机工艺能力的途徑。

如果沒有預先对工艺能力进行估計，又沒有查明潜力的大小，便盲目地加强压力机工作规范，就会大大降低压力机的使用年限，或使其主要的和貴重的零件或部件損坏。

本書包括在改装时遇到的一些基本計算，以及有关合理选择各种参数和数据的建議，从而正确地使用压力机的能力。压力机上的自动送料大多按标准設計制造，一般不需对它再进行計算。

在本書中反映了苏联前机床与工具工业部第十專業設計局有关曲柄压力机的設計經驗，并总结了在苏联伏龙芝工厂中使用压力机的实际經驗。

在压力机改装計算方面，本書尚屬第一部文献，可以作为指导資料用。

本書是在很短促的时期內完成的，必然还有很多缺点，需要进一步改进、修正和补充。关于这些都有待直接使用和設計压力机的工作者的指正，我們将在再版时予以改正。因而，請將各种批評、希望和意見寄往下列地址：苏联伏龙芝市、十月革命十周年紀念街 32 号第十專業設計局。

一 改装曲柄压力机的基本原则

改装單动开式曲柄压力机的目的是为了提_高压力机的生产率_{和扩大其工艺能力}。

要提高压力机的生产率，可采用下列方法：a) 在生产零件时，广泛采用各种用途的自动送料装置（滾柱式，轉盘式的），以全部代替手工劳动，б) 增加压力机的行程次数。

要扩大压力机的能力，可以：a) 在压力机上安装各种輔具和模具，利用它們来完成压力机原来所不能完成的一些工序，或者б) 增加压力机的額定压力。

当压力机在使用过程中，表明工作规范与說明書上規定相差不多，即各个零件和部件不常损坏，零件也沒有过度磨損現象，对这种压力机进行改装是最合适的。

此外压力机的机体零件（床身和工作台等），应具有足够的剛度，还应具备一定的振動稳定性。

在增加压力机的行程次数的同时又采用自动送料装置，是提高压力机生产率的最合理的方法。

增加压力机的行程次数，通常受到驅動装置傳动組合的一些元件（齒輪和皮帶傳动装置，飞輪，軸承）的容許極限速度的限制。

增大額定压力，受到压力机受力零件的允許强度、以及傳遞扭矩的驅動装置各元件的强度所限制。在两种情况下，还都应保証压力机零件具有必要的耐久性。

曲柄压力机零件的使用年限，取决于以下几項工作能力指标的大小：疲劳極限，磨損，剝伤，破坏或殘余变形。

曲柄压力机工作能力的大小，大多决定于零件（軸承，傳动齒輪）的表層疲劳破坏强度，而在这种破坏以前通常要出現磨損。

曲柄压力机的损坏是很少见到的，一般是由于压力机使用不当的结果。

在改装压力机时，必需注意采取能保证充分地利用压力机工艺能力的各种措施。

实际上所达到的保证压力机零件具有所需要的耐久性的改装水平，决定于压力机部件和零件实际改装的可能，既要考虑到加强薄弱构件的结构措施，又要考虑到最充分地使用压力机的工艺能力。

二 压力机工艺能力的正确使用

使用压力机的实际经验证明，在很多情况下，压力机能力远非全部利用。仅某些专用于制造某几种特殊零件的压力机-自动机是例外。压力机能力没有充分利用，说明在压力机上加工的工艺过程所要求的压力低于压力机的允许压力，而所消耗的功小于电动机和飞轮容许完成的功。

压力机的行程次数也没有充分地利用。在通用的开式压力机中，滑块行程的利用次数只占其工作行程次数的0.2~0.35。这就是说，如果压力机的滑块每分钟行程80次，而当设计工作行程利用系数为0.8时，可保证滑块每分钟作64次工作行程；换言之即在压力机上每分钟可以制造64个零件。

显然，在用手动进料的条件下，要每分钟利用滑块行程64次，实际上是不可能的。

普通的压力机，通常是不装设自动或半自动送料装置的，因此滑块的工作行程利用系数在最好的情况下也不过等于0.2~0.3，很少达到压力机原定行程次数的百分之四十。

如果压力机工作时所需的工艺压力远远低于它的允许压力，所需的功低于它的允许功，而且滑块工作行程利用系数又不高，那末压力机零件将会有不必要的过长的寿命，电动机的使用情

况也是不經濟的，尤其在用手动送料时，压力机的生产率是很低的。

不合理使用压力机能力原因之一，是因为在工厂中沒有整套按公称压力和参数排列的各种特定用途压力机的系列。

因此，本来用以完成某种特定工序的压力机，不得不降而去完成其他一些要求低于压力机設計数据的工序。有时也不得不容許这样做，因为要改变压力机的参数，适应于要求較小的功和較小压力的工艺过程，从任何方面考虑都是不能允許的。

另一方面，如果能正确地選擇在同一台压力机上同时加工的几道工序，使它們所需的最大总压力和总的功接近于压力机的允許压力和最大允許功，有时也可以使压力机的工艺能力得到充分的利用。

压力机能力未充分利用的另一重要原因，是因为所选择的压力机不适宜于完成給定的工序，以及对压力机的工艺能力不够了解。

实际上常有这种情况，当根据一些給出了很大安全系数的近似公式，計算必需的工艺压力时，發現所求得的结果仍比压力机的允許压力为低。对于复合工序，往往很难确定它們总的計算压力，因为其中每道工序的最大压力是分布在滑块行程不同的部分上，由于沒有每道工序的工艺压力曲綫圖，因而很难确定，究竟在滑块行程上那一点，作用有最大的总压力。

把完成每道工序所需的压力簡單地相加，并且便根据这个总压力去选择所需的压力机，这样必然不能充分使用压力机的能力。对于完成各道給定工序所需的功來說，这样做也会产生相同的結果。

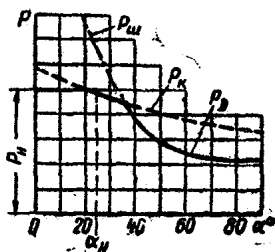


圖3 滑块允許压力曲

綫圖：

P_m —根据齿輪傳动强度；

P_k —根据曲軸强度；

P_0 —極限曲綫圖。

压力机的最大工艺能力，主要决定于两个参数——滑块允许压力以及电动机和飞轮的允许功。

压力机的滑块允许压力，通常是根据曲轴和齿轮传动的强度确定的。

在少数情况下，滑块允许压力是根据连杆强度以及摩擦离合器所能传递的最大转矩来计算的。根据曲轴、齿轮和连杆强度，以及摩擦离合器所能传递最大转矩求出一系列的滑块允许压力的数值，在其中取最小的数值，作为允许压力的极限值，并根据此数值作出滑块允许压力与曲柄转动角度的关系曲线图（图3）。

根据这一允许压力曲线图，便可以确定曲柄转动角度 α_n 的公称数值，从这一角度开始，压力机可以产生公称压力而不致过载（角度 α_n 是从下端点沿曲柄转动的相反方向算起的）。

每台压力机的滑块允许压力曲线图，可以在压力机的说明书（第3表第3栏）中查得，或者自行作出。

滑块允许压力曲线图可作为根据给定工序的变形压力来选择压力机的依据。

保护床身和曲轴等重要部件的一项确定不移的规则，是要求在滑块行程中任何一点上所需的工艺压力，都不得超过滑块允许压力。

如果我们完全准确地掌握了必需的工艺压力曲线图，那末无论在那一点上的工艺压力，都不得超过滑块在相应点的允许压力的3~5%。

近年来金属压力加工工艺方面已具有足够准确而实用的公式，可用以确定给定工艺过程所需的最大压力。

此外，在曲柄压力机生产中的一些典型和常见的零件工艺过程，已积累了很丰富的有关确定其压力曲线图的实验资料。例如，

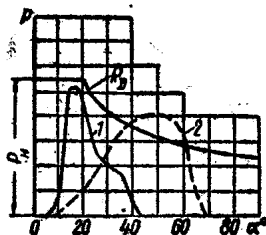


图4 给定压力机滑块允许压力曲线 P_0 、工艺压力曲线的正确（曲线1）与不正确（曲线2）的选择示例。

已有各种牌号鋼材的落料、淺拉延、冲孔等工艺过程的曲綫圖。

对于指定工序所必需的最大压力,可先用最精确的公式求出,再参照类似工序的压力变化曲綫圖,作出这工序的压力曲綫圖,并根据此圖选择压力机。

直接在工厂实验室中测得工艺过程的压力变化曲綫,特别是对于复合工序來說是最合理和最正确的。

如果实验室設備条件允許的話,最好不用模型而直接在水压机上进行确定工艺压力曲綫圖,然后将压力随行程变化曲綫圖轉化为压力随曲柄轉角变化曲綫圖。

用同一比例,将滑块允許压力曲綫和所需的工艺压力曲綫作在同一圖上,可給出压力机能力利用程度的清晰概念(圖4)。

在某些压力机上可能遇到允許压力曲綫位于其額定压力之上。这种現象發生在下列情况下,即当允許压力不是受曲軸或傳动齿輪强度的限制,而是决定于其他一些零件(例如床身或連杆)时,或者当曲軸和齿輪傳动的安全系数取得很大时。除此而外,曲軸和齿輪相互配置的結構特点,也可能使滑块允許压力几乎在每一点都超过压力机額定压力。

在这种情况下,按照已知的工艺压力来选择压力机,則应根据其額定压力进行选择。

标志压力机工艺能力的另一参数,是在压力机一次行程中的允許变形功。

压力机一次行程的允許变形功,决定于电动机的功率和飞輪的尺寸与轉数。

电动机功率允許作功的大小决定了压力机行程利用系数,即决定了連續(自动)行程工作的可能。

飞輪的允許功,是單次行程时所能利用的功。

当每次行程所消耗的功等于飞輪允許功,此时电动机允許功 A_1 与飞輪允許功 A_2 之比,便是压力机的行程利用系数。換言之,压力机的行程利用系数

$$p = \frac{A_1}{A_2}。$$

如果压力机的 $p = 1.0$ ，即 A_1 等于或稍大于 A_2 ，那末它可在自动工作的规范下使用。

功 A_1 和 A_2 的数值可从压力机说明书（第3表第15栏）中查得，或者计算出来（见「电动机和飞轮的计算」）。

如果我们有了工艺压力随滑块行程变化的曲线图，便可以足够准确地将完成给定工序所需作的功计算出来。

最简单而实用上又足够准确的计算方法，是将工艺压力曲线图的面积划分为简单的图形——长方形，三角形和梯形，再将这些图形的面积相加起来即可。将相加所得的总面积，乘以力与行程的比例尺，便可求得完成该工序所需作的功 A_n ，以后再将功 A_n 与功 A_1 及 A_2 进行比较。

为了防止电动机因过载而损坏，在任何情况下都需遵守 $A_n \leq A_2$ 这一条件。如果满足了条件 $A_1 < A_n < A_2$ ，压力机便可保证单次行程工作，而完成该工序时压力机行程次数利用系数可取为

$$p = \frac{A_1}{A_n}。$$

如果 $A_n \leq A_1 = A_2$ ，则压力机可保证自动行程工作。

由此可见，最准确利用压力机能力，要取决于如何根据完成给定工序所需作的功以及已知的压力机行程利用系数，来正确地选择压力机。

用手动送料时，最好能满足条件 $A_n \cong A_2$ ，自动送料时应满足 $A_n \cong A_1$ （当 $p = 1$ ）。

由此可见，要正确利用压力机的工艺能力，应具有滑块允许压力曲线图和工艺压力曲线图，还应知道电动机和飞轮的允许功，以及完成给定工艺过程所需作的功。

根据工艺压力和功来选择压力机时，一些有关如何能最合理使用压力机的建议是很有益的，这些建议指出了压力机最适宜于完成那些类型的工作。通常这些建议是从使用压力机的实际经验中总结出来的。

要充分利用普通的快速压力机的工艺能力，除了上述条件外，采用自动或半自动送料也具有一定的意义。

三 改 装 計 算

計算部分是整个改装工作中不可缺少的一环，其目的是为了充分地挖掘和正确估計压力机的潜在能力。

此外，对于在改装时作了某些更改的零件和部件的强度必需进行驗算。

改装計算中采用的安全系数可較設計时的取得小些，这是因为工作规范更接近于零件和部件所能承担的極限规范。

因为改装計算包括了大多数的驱动零件和很多的受力零件，建議按下列次序进行計算：

1. 估計压力机能力，这可通过分析結構和使用的数据来进行，此时应考虑到损坏事故的情况，零件的磨損增長情况，考虑到傳动系統布置的优缺点，床身的剛度和抗震性能等等。

2. 根据生产性質，以及現代水平同类型压力机的結構資料，确定合理的改装标准。

3. 定出滑塊行程次数可能提高的数值。为此要确定压力机驱动零件的速度，并将它和允許速度进行比较，还要校驗滑塊行程次数提高后电动机的功率。对要求加固的零件应进行驗算。

4. 通过对受力零件的計算（床身、曲軸等），来驗算提高額定压力的可能。

5. 根据压力机結構和使用的分析及进行計算的結果，选出最后改装的方案。最后改装方案应考虑到改装工作在經濟上的合理性。

6. 查明在新的工作规范下，各种用途送料机构的能力和經濟上的合理性。

上述計算順序指出了改装的基本方向：提高滑塊行程次數，增加壓力機額定壓力，擴大自動化的程度和範圍等。

根據上述的方向必需注意在改装壓力機時應對下列零件進行計算：

a) 當增加滑塊行程時，應計算電動機、三角皮帶(或齒輪)傳動、齒輪傳動、滑動軸承、離合器、飛輪以及制動器；

б) 當提高額定壓力時，應計算軸、床身、連杆以及除了制動器外列於 [a] 項中的全部零件；

в) 當同時提高壓力機滑塊行程次數及其額定壓力時，則需計算 [a]、[б] 兩項中列入的全部零件；

г) 壓力機採用自動送料裝置時，應計算送料裝置的零件及其在已知滑塊行程次數下的工作能力。

大多數情況下，使用壓力機的实际經驗能够相当准确地指出，應如何選擇改装的方針，以及確定出壓力機上任何零件的工作能力與使用年限。

提高滑塊的行程次數，可通過減小一級驅動的傳速比，或在壓力機上安裝轉數較高的電動機來達到。

用減小電動機軸和飛輪軸之間傳速比的辦法，來提高滑塊行程次數，是比較有利的，因為相對於後面各級傳動來說，這一級傳動的負荷較小，而且要求結構改變不大。

因此，改装計算應反映出實現所選擇改装方案的可能性與合理性，並通過計算定出壓力機的新說明書的參數。

1 軸的計算

單動開式曲柄壓力機的軸，可以分為曲拐軸、曲柄軸及傳動軸。

曲拐軸和曲柄軸是壓力機最重要的驅動零件，它們決定滑塊允許壓力的大小，並常保護床身免於損壞。

兩級以上驅動的壓力機上的傳動軸是用以傳遞扭矩的。

曲拐軸

曲拐軸是用在双柱压力机上的，它們可分为單拐的和多拐的。

双柱开式压力机大多采用單拐双支承曲軸，它們的结构差別可以归納在下面三个計算簡圖中。

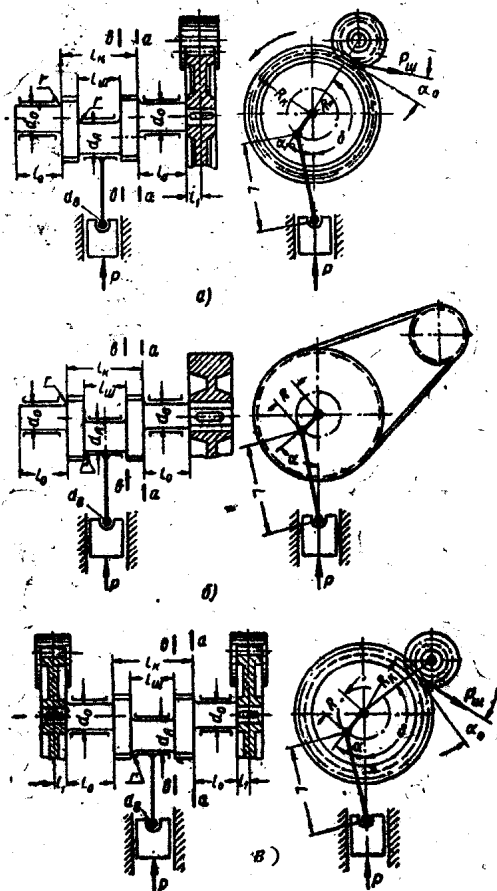


圖 5

a) 單側齒輪驅動的單拐曲軸 (圖 5 a);

б) 單側飛輪驅動的單拐曲軸 (圖 5 б);

в) 雙側驅動的單拐曲軸 (圖 5 в)。

曲拐軸的危險断面，是在支承軸頸和曲軸頰面交界處的 aa 断面，以及在曲拐頸和頰面交界處的 bb 断面。