

挖掘机的平衡

B. K. 切尔特柯夫 著

徐 起 译

冶金工业出版社

В.К.Чернов
БАЛАНСИРОВКА ЭСКАВАТОРА
Металлургмаш (Свердловск—1957)
挖掘机的平衡

参 考 书

編輯：黃錫桥 設計：魯芝芳 趙香苓 責任校對：胡瑞華

1958年9月第一版 1958年9月北京第1次印刷2,000册

850×1168·1/32·30,000字·印张 $1\frac{8}{32}$ ·定价0.25元

冶金工业出版社印刷厂印 新华书店发行 书号1151

冶金工业出版社出版 (地址：北京市灯市口甲45号)

北京市書刊出版業營業許可證出字第093号

这本小册子叙述装备了机械铗的挖掘机平衡的基本原理。在这本小册子里,要引用许多矿场现有挖掘机平衡情况的实际材料,分析支承廻轉用的环形軌道过早损坏的原因,以及研究平衡廻轉台和当装备加大容量的勺斗时确定附加配重大小的分析計算法;介紹为我国先进企业所使用的、簡易而又实际的检查挖掘机平衡的方法。

这本小册子可供矿务局、矿场和露天矿及建筑部門的机械师参考,挖掘机司机也可使用。

目 录

序言	1
1. 挖掘机的平衡的概論	3
2. 烏拉尔某些露天矿平衡挖掘机的实际情况	6
3. 检查挖掘机平衡的分析法	10
最大許可平衡重的确定	11
最小許可平衡重的确定	12
合理平衡重的确定	15
4. 检查挖掘机平衡的实用法	24
5. 挖掘机換装加大容量勺斗时其附加平衡重之值的确定	30
結束語	34

序 言

冶金工业是一种主要的重工业，它的发展对苏联整个国民经济的技术进步有极大的影响。苏联共产党第二十次代表大会关于发展苏联国民经济第六个五年计划的指示中规定，到完成这个五年计划的最后一年，将要年产生铁达 5300 万吨，钢超过 6800 万吨以及钢材超过 5200 万吨。

增产生铁、钢与钢材，也就必须更进一步大量增加矿石的开采。因此，苏联共产党第二十次代表大会规定，在 1960 年，铁矿石的开采量将要比 1955 年增加 59%。在第六个五年计划中，大大地增加了用露天开采法开采矿石的比重；到 1960 年，用露天开采法开采出来的矿石产量应增至矿石总产量的 61%，但在 1955 年时，仅为 49.5%。

用露天开采法开采矿物比起地下采矿来有很多优点。露天采矿工作的劳动生产率要比地下采矿高出 3~4 倍，每吨矿石成本大为降低。建设露天矿的速度大约比建设矿井的快 1~2 倍，而投资费用则较之低约 $\frac{1}{3}$ ~ $\frac{1}{2}$ 。

露天采矿可使用大型挖掘机、排土桥、自翻车与其他高生产率的机械。在我们的时代里，正在更广泛地为争取工业上技术进步，争取更好地利用现有设备与机械而努力，在技术上正确运用这些机械是有头等重要意义的。同时应考虑到经常还有新的更大的机器增添到这些机械与机器的行列中去。露天采矿工作用的技术装备，不仅在数量上有所增加。而且在质量上也有提高。通晓新技术的生产革新者，先进生产者按照新的方式组织生产过程，广泛应用快速工作法。

增加装备的能力与快速工作法，会增加这些机械与机器，特别是它们的重要零件上的工作载荷。这便要求经常注意加强这些机械的可靠性与耐久性，注意提高使用这些机器的技能。因此，对机械师的工作提出了很高的要求；他们应该在业务上是很胜任

的，他們应具有通曉關於維護與使用這些機器與機械的國內外最新科學技術成就的水平。

挖掘機是一種建設露天礦和露天採礦用的主要機器，大家知道，挖掘機的生產率是與礦山技術和礦山地質條件、挖掘機工作組織、機器本身的技术状态以及其个别零件、部件和整个挖掘机的使用期限有关的。

在這一本小冊子里，要研究挖掘機的平衡，以及其對挖掘機个别部件與零件使用期限的影響；介紹十分簡易而又可靠的平衡C3-3型挖掘機（具有3公尺³標準勺斗的和勺斗容量為4與5公尺³的）的實際方法，這種方法會加長C3-3型挖掘機的迴轉台的各部件、零件的使用期限，並能保證挖掘機可靠運轉。

柯爾金露天煤礦使用的、平衡勺斗容量為3、4與5公尺³的挖掘機的方法，是值得把它詳盡地介紹給露天礦與建築部門的廣大工作人員的。

1. 挖掘机的平衡的概論

在挖掘机的工作过程中，其各部零件承受很大载荷，载荷大小与方向的变动范围很大，并且它们是依机器的技术情况及操纵机器的司机的熟练程度而定的。当技术上正常的机器正常运转时，在挖掘机各部零件上的载荷大小是不会超过最大允许值的，其磨损的增量亦是在很长时间内逐渐增添的。但是挖掘机运转不正常，以及技术上有毛病的或未加调整的挖掘机运转时，由于在互相接触的零件之间存在很大间隙，所以在这些零件上的动力载荷将急剧增加，往往会超过最大允许值，此将使各部零件发生迅速的事故性磨损或损坏。

延长挖掘机及其各部零件使用期限的重要条件，是正确地按挖掘机的维护与运转用的工厂指示书进行工作，和及时进行挖掘机的高质量检修。不遵守这些条件便会使各部机构的磨损增加，并且必然会导致各部零件发生事故性磨损，或者，甚至使这些零件损坏，以致使挖掘机长时间停顿下来进行计划以外的修理。

十分精确地平衡挖掘机，是挖掘机正常工作的相当重要的条件，因为分布在回转圆环支承滚子上的力，会使滚子本身，回转台以及支承机架的支承面遭受磨损。如配重的重量不足，于挖掘机工作时，在回转台前部的环形轨道与支承回转滚子上将会承受大部分力，因而要受到很大的磨损（图1, a）。但配重的重量过重时，则于回转台尾部的轨道上，要受到更加严重的磨损（图1, b）。

平衡挖掘机，可使挖掘机于运转循环期间，将载荷很均匀地分布在支承滚子上，以及于工作时有可靠的稳定性。平衡挖掘机基本上就是平衡回转台和整个挖掘机。

为了避免于夹持器2（图2, a）中，滚子夹持器3（图2, b）中，中央枢轴4（图2, b）中或中央行走轴5（图2, c）中发生脱离力（其意即指免除挖掘机之上部与下部分离——译注），须对不同结构的挖掘机回转台1（图2）进行平衡。

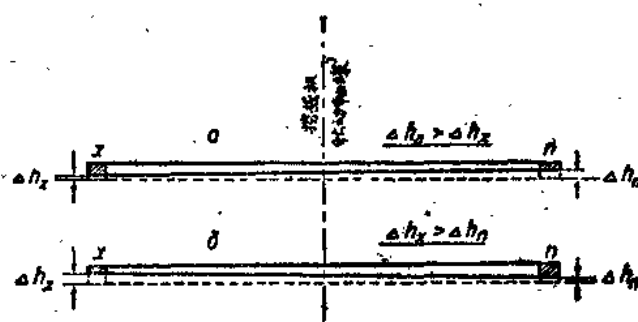


图1 烏拉尔重型机器制造厂出品的 G9-3 型挖掘机的
上部支承环形轨道的磨损

a—当配重的重量不足时；b—当配重的重量过大时；n—位于迴轉台前部的支承环形軌区段；x—位于迴轉台后部的支承环形軌区段； Δh_n —迴轉台前部的支承环形軌在高度方向的磨损； Δh_x —迴轉台后部的支承环形軌在高度方向的磨损

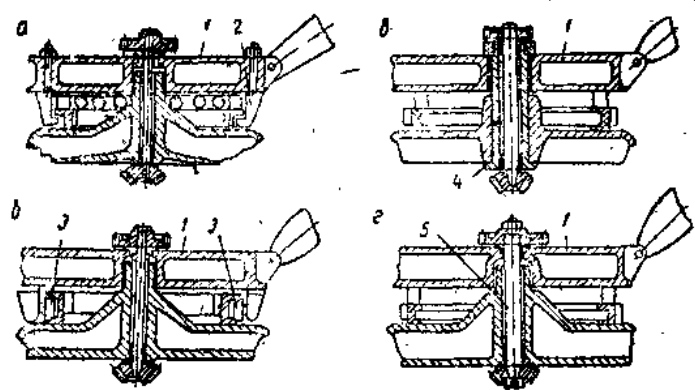


图2 迴轉台与底架的不同联接型式

当挖掘机携带满载勺斗迴轉，稍許縮短在水平位置上的勺杆伸出距时，不应发生脱离力；要完全避免中小型挖掘机在满载勺斗处于最大伸出距时发生脱离力是相当困难的。因为对于这种情况，实际上只有大大地加大支承圆环的直径与增加挖掘机的总重才能解决。

不发生脱离力时的勺斗最大伸出距，称为计算伸出距，其大小依挖掘机的功率和型式而定。例如，对于勺斗容量为 $0.25 \sim 0.75$ 公尺³ 的机械铲，当需计算迴轉台之平衡时，建議重載勺斗的计算伸出距应等于其勺杆向前推压行程的 $\frac{1}{2}$ 。对于勺斗容量为 1.0 至 1.5 公尺³ 的挖掘机，带有勺杆的勺斗位置可取为其勺杆向前推压行程的 $\frac{3}{4}$ ；对于勺斗容量为 $1.5 \sim 2$ 公尺³ 的挖掘机——行程的 $\frac{3}{4}$ 。对于更大的机械铲，則建議采取其勺杆行程的全部长度。

为了防止挖掘机在工作与移动时倾倒，要对整个挖掘机进行平衡。在这种情况下，挖掘机的稳定性是由工作条件最不利时作用于挖掘机各部件系統中（于静止状态时）的静力状态确定的，此时，除了挖掘机各部零件的自重以外，还要考虑到当勺斗伸出距最大时作用于勺斗掘齿上的最大切削力。

就稳定性而論，所有挖掘机可以分为两类：

1) 当悬臂为任何傾斜角及勺斗在任何伸出距时，均有絕對稳定性的挖掘机；

2) 具有有限稳定性的挖掘机。

第一类主要是巨型挖掘机，它們的重量都很大，凭它們自身的重量，差不多就能产生无条件的稳定性。

中小型挖掘机（勺斗容量为 2 公尺³ 以下）基本上是属于具有有限稳定性的那一类。这些装备机械铲设备的挖掘机，均有某些有条件的稳定性，因为如不大大地增加下部支承架的重量和尺寸，就不可能使这些机械在任何工作情况下都不会傾倒。所以当为这些挖掘机作条件最不利时的稳定性的静力计算时，是采取一定限度的——不考虑相应于勺斗全部伸出距的挖掘时的傾倒力矩的最大值，而是取較小的。同时考虑到，有經驗的司机很容易地觉察出提升鋼繩中的傾倒載荷，此时，履带后部开始翘起，松放絞車提升卷筒的鋼繩，便可将其放下。挖掘泥土时，勺斗的前壁頂在工作面里，所以推压机构的作用也会阻止挖掘机傾倒。

挖掘机移动时，最危险的是上坡和下坡。如挖掘机在斜坡上

移行，其穩定性儲備係數 $k=1.2$ 。根據這個穩定性條件，便可確定出挖掘機安全移行的最大允許傾斜度。這種傾斜度的大小，通常在每一種機器的技術說明書中均有說明。

製造挖掘機時，儘可能使各部機構放在車廂後壁附近，以平衡迴轉台及挖掘機本身。荷重不足部分可用放在迴轉台後部的平衡重或配重來填補。平衡重的必需重量可用分析法或圖解分析法確定之。設計新挖掘機時，配重的大小亦可利用這些方法確定之。在機器的技術說明書中列有適合於挖掘機一定工作條件的配重重量。

2. 烏拉爾某些露天礦平衡

挖掘機的實際情況

挖掘機運轉時，必需考慮到配重的大小是由製造工廠根據一定的參數和使用挖掘機的礦山地質條件確定的。

變更工作設備的參數——懸臂傾斜角、換裝另一容量的勺斗，或者變更挖掘機的工作條件（如使挖掘機由裝載某一單位體積重量的泥土，轉為裝載另一單位體積重量的泥土時），為了避免破壞挖掘機的平衡，必需增減配重的標準重量。當修理時如需將平衡重儲存斗或儲存箱內的生鐵塊或壓鑄物撤出，也會破壞挖掘機的平衡。

所以，當挖掘機運轉時，必需密切注意配重的重量，因為配重比規定的輕了或重了，都會破壞挖掘機的平衡，這必然會使滾子及軌道的支承面上的力分布不均勻，使它們磨損不均勻，以及使它們過早損壞。

挖掘時，在迴轉台後部軌道與滾子間產生的間隙大小，對軌道及滾子也有很大影響。這個間隙，照例不應超過 2~3 公厘。

現在，以採礦工業中使用最廣的 CS-3 型挖掘機（烏拉爾重型機器製造廠出品）為例。在有些企業單位，對挖掘機的平衡很

注意，平衡了廻轉台且恰当地擦紧了中央枢軸螺帽，所以挖掘机的
工作都很正常。这种挖掘机即使在硬岩或矿石中紧张运转 5 ~
6 年，或在中硬岩石中使用 6 ~ 7 年，亦无需更换支承廻轉滚子及
环形轨道。在麦格尼托哥尔
矿、威索柯哥尔矿与柯尔金
矿务局的露天煤矿以及其他
许多企业中所用的挖掘机支
承环形轨道，都有这样长的
使用期限。

而在某些企业中，对挖
掘机的平衡不加关注，挖掘
机工作时廻轉台没有平衡以
及中央枢軸的螺帽 7 与中心
垫圈 8（图 3）之间有很大
间隙，则在挖掘机工作时，
会伴随着发生环形轨道与廻
轉滚子相互之间的很大冲
击。由于发生动力冲击，便
促使环形轨道及廻轉滚子过
早损坏。巴卡尔矿务局和郭
罗勃拉郭达特矿务局所属的
大部分挖掘机都有这样情况。

例如，在 1935 年 9 月，对巴卡尔矿务局的全部挖掘机的情况
作了一次检查，发现该局所属绝大多数挖掘机运转时所装备的
平衡重均不足量。其平衡重的不足量达 3 ~ 6 吨，并更有超过此
数的。另外，还发现该矿务局所属大多数挖掘机的中心杯形套螺
帽的紧力均未调整过。中心杯形套中的间隙达 12 公厘，甚至有
较比更大的。挖掘矿石时，廻轉台后部的环形轨道较滚子高出 15
~ 20 公厘。这些挖掘机工作时，都同时发生环形轨道对支承滚子
强力冲击。郭罗勃拉郭达特矿务局所属的大部分挖掘机，也都发

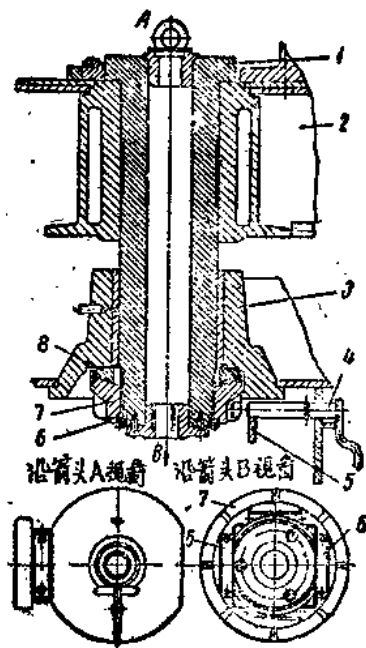


图 3 C3-3 型挖掘机的中央枢軸
(中心杯形套)

现了与此相似的情况。

这样不注意挖掘机的平衡和不正确地执行操作规程，必然会使巴卡尔矿务局和郭罗勃拉郭达特矿务局所属的 C3-3 型挖掘机（烏拉尔机器制造厂出品）的支承圆环各零部件的使用期限，要比麦格尼托哥尔矿所属同样型式挖掘机的短 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ ，其迴轉滾子及环形軌道的使用期限要比柯尔金矿务局露天煤矿所属同样型式挖掘机的短 $\frac{1}{2} \sim \frac{2}{3}$ 。

特別應該指出，換裝加大容量的勺斗時精確平衡挖掘機的重要性。

當換裝加大容量的勺斗時，為了保持迴轉台的平衡性，應該添加配重。添加的平衡重的重量是按對一定的具體條件的計算而確定的（這種計算在下面要講到）。

如挖掘機的平衡重添加得很適當，則挖掘機可以相當長期地攜帶加大容量的勺斗可靠地進行工作。柯爾金礦務局的露天煤礦就是一個正確地平衡換裝加大容量勺斗的挖掘機的榜樣，在那里，他們成功地使用勺斗容量為 4 與 5 公尺³ 的 C3-3 型挖掘機已 7 年多了。

換裝加大容量的勺斗，不是在所有企業中一下子就可得到正確解決的。在某些露天礦上，使 C3-3 型挖掘機換裝加大容量的勺斗，由於破壞了挖掘機的平衡而环形軌道過早磨損，便貿然得出這樣錯誤的結論：認為 C3-3 型挖掘機是不能換裝加大容量的勺斗的。

例如，於 1951 年 8 月，瓦赫魯息夫礦務局曾把 346 號（工廠代號）C3-3 型挖掘機換裝了容量為 5 公尺³ 的勺斗。這台挖掘機經過三個月的運轉，其环形軌道便損壞了。關於环形軌道損壞的原因，這個露天礦的工作人員認為是換裝了加大容量的勺斗之故，所以他們立即把這個勺斗從挖掘機上取下了下來。

1952 年 3 月，他們又重新把 5 公尺³ 的勺斗裝在該局所屬的另一台挖掘機（烏拉爾重型機器製造廠出品的 C3-3 型挖掘機，134 號）上。但工作了兩個月以後，他們又發現了相類似的毛病。

——环形轨道的磨损达到这样的程度：廻轉圓环的滾手輪緣开始接触到挖掘机的廻轉台。

不管是前一种情况，或者是后一种情况，环形轨道损坏的原因，在前者是平衡重不足（134号C3-3型挖掘机，其平衡重差4吨多），而在后者则是沒有注意中央枢軸螺帽的紧力（检查134号C3-3型挖掘机时发现，过去正常間隙仅为2~3公厘，而检查时則变为10~12公厘了）。

不正确平衡挖掘机，对挖掘机的总稳定性也有很大影响。如挖掘机的平衡重选择得正确，則在运转中就会有可靠的稳定性，而且，即使在全部負荷时，也能利用最大参数，平衡重不足，就不能充分利用挖掘机电动机的額定功率（特别是提升电动机的），因为在挖掘时会产生翘起履带后部的傾倒力矩。当司机觉察出了



图4 烏拉尔重型机器制造厂的C3-3型挖掘机由于平衡重不足，在从工作面中排除大岩石块时傾倒了

这种情况以后，为了避免挖掘机傾倒，他就要被迫中止挖掘，再从新进行挖掘，或者再进行装土量較小的挖掘。这样便会使挖掘循环時間大大加长，也增加了电力的比消耗量（即是挖掘1公尺³

岩石的电力消耗量)。循环时间加长,归根结底,还是使挖掘机的生产率降低。

根据时间测定得知,使用容量为3公尺³的勺斗的挖掘机,其迴轉角为90°,如平衡重为6~7吨,于岩石中工作时,其平均循环时间要比于同样条件中工作、装备正常平衡重的挖掘机的循环时间增加20~22%。换一句话说,挖掘机的生产率降低了。

迴轉台不平衡,也是使挖掘机倾倒的一种原因。图4所示,即是烏拉尔某矿中的一台C3-3型挖掘机因排除大块岩石而傾倒了。此时,挖掘机是在平地和稳固的土壤上。大岩石块之尺寸约为7.5公尺³。其重量未超过20吨。配重不足是该挖掘机倾倒的主要原因之一,其配重之不足量,约为7吨。

但是,如果C3-3型挖掘机的迴轉台很平衡,即使条件相似,不論迴轉台相对行走架处于何种位置(即迴轉台迴轉任何角度——譯注),甚至勺斗以最大伸出距挖掘,装载20吨載荷时,它也是有很可靠的稳定性的。

从上面介绍的那些材料中,可以看出,这些企业并未处处認真确定挖掘机平衡重的必需重量,对精确的平衡挖掘机,亦沒有始終給予应有的注意,其实,这些問題对于保証挖掘机的工作可靠性,都是有很重要意义的。

3. 检查挖掘机平衡的分析法

平衡是挖掘机靜力計算的一部分。它包括:

- a) 确定迴轉台的平衡;
- б) 确定挖掘机的稳定条件。

平衡挖掘机迴轉台的靜力計算法有两种:分析法与图解分析法。

下面先研究第一种方法,这种方法最准确。

前面已經講过平衡迴轉台,为的是要使支承滾子上的載荷分布得更均匀和消除脫离力;即使不能这样,至少也要使滾子一夹

持器、中央枢轴与垂直行走轴中的脱离力，在挖掘机工作过程中，大大减小。

具有已经平衡过的迴转台的挖掘机应适合于下列两个条件的要求：

1) 不论携带重载或空载勺斗的迴转台处于任何可能位置，要使迴转台与迴转台上所有各部件以及工作设备的重量的合力方向，不超出由支承滚子与支承圆的接触点联接而成的多角形周边以外。

2) 不论携带重载或空载勺斗的迴转台处于任何可能位置，要使合力向前或向后的移动，距离中央枢轴相等。

所以，平衡迴转台，归根结底就是确定适合于上述两个条件要求的平衡重的大小。

为了根据迴转台的平衡条件确定平衡重的大小，首先要确定出配重的最大许可重量，然后确定最小许可重量。此后，再确定出最合适的合理平衡重。

最大许可平衡重的确定

最大许可平衡重应按对适合挖掘机平衡迴转台的第一个条件的要求来说是挖掘机最不利的状态确定之。当悬臂以最大工作角 (α_{max}) 支起、勺斗撒四靠近悬臂底部并置于地面上和提升钢绳松放时 (图5)，便形成这样的状态。此时，勺斗及勺杆的重量不包括在恢复力内。

假设迴转台以及装在迴转台上的各机构、部件、配重与工作设备的重量之合力通过 x 点，则位于迴转台尾部的滚子中的反作用力为：

$$R_{ux} = Q_1 + G_0 + G_{np}^{max}. \quad (1)$$

诸重力对 x 点的力矩方程式

$$G_{up}^{max} (r_{nb} - e_x) + Q_1 (r_1 - e_x) = G_0 (r_0 + e_x), \quad (2)$$

式中 Q_1 ——迴转台以及装在迴转台上的各机构与零件的重量之合力 (吨)，但平衡重与工作设备的重量未计入；

- G_c ——悬臂重量(吨);
 G_{np}^{max} ——最大的許可平衡重(吨);
 r_1 —— Q_1 力对轉动軸 OY 的力臂(公尺);
 r_c, r_{np}, r_x ——各力对軸 OY 的力臂(公尺)。

解此方程式, 以 G_{np}^{max} 表之, 即可确定出适合于平衡迴轉台第一个条件要求的最大許可平衡重的大小

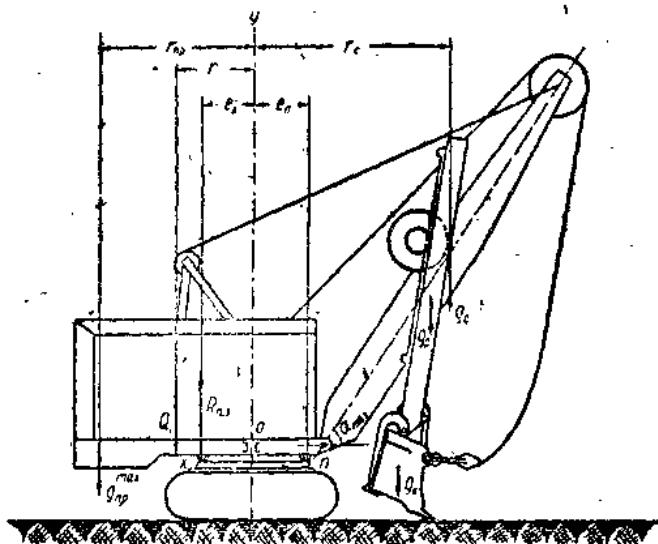


图 5 确定挖掘机最大許可平衡重的示意图

$$G_{np}^{max} = \frac{G_c(r_c + e_x) - Q_1(r_1 - e_x)}{r_{np} - e_x} \quad (3)$$

最小許可平衡重的确定

最小許可平衡重亦可按对适合平衡迴轉台第一个条件的要求来说是工作设备最不利的状态确定之。当悬臂与水平傾斜成最小工作角(α_{min})、勺杆向前伸出最大行程时(图 6), 便形成这种状态。

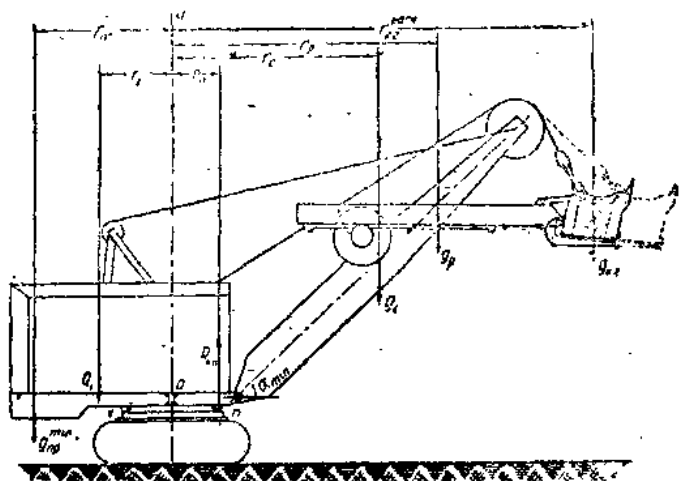


图 6. 确定挖掘机最小许可平衡重的示意图

但应考虑到中小容量的挖掘机不许其勺杆全部伸出，而要依据勺斗容量确定其计算伸出距。

为了确定最小许可平衡重的大小，假设迴转台以及装在迴转台上的各机构、配重与工作设备的重量之合力通过几点，则于前部滚子中的反作用力

$$R_{\text{反}} = Q_1 + g_c + g_p + g_n + g_{np}^{\text{min}}. \quad (4)$$

诸重力对 \$n\$ 点的力矩方程式

$$g_{np}^{\text{min}} (r_{np} + e_n) + Q_1 (r_1 + e_n) = g_c (r_c - e_n) + g_p (r_p - e_n) + g_{kr} (r_{kr}^{\text{max}} - e_n), \quad (5)$$

式中 \$g_p\$——勺杆重量 (吨)；

\$g_{kr}\$——带提梁与夹圈的重载勺斗的重量 (吨)；

\$g_{np}^{\text{min}}\$——最小许可平衡重 (吨)；

\$r_{kr}^{\text{max}}\$——重载勺斗之伸出距为计算伸出距时，其重力对轴 \$OY\$ 的力臂 (公尺)；

\$r_p, r_{np}, e_n\$——各力之力臂 (公尺)。

重载勺斗之重量可以下式确定之