

# 邵阳职业技术学院

## 毕 业 设 计

产品设计	工艺设计	方案设计
		√

设计题目: 垃圾压缩装置的设计

学生姓名: 肖斌

学 号: 201810300237

系 部: 电梯工程学院

专 业: 电梯工程技术

班 级: 电梯 1181 班

指导老师: 李黎

二 0 二 一 年 六 月 一 日

# 目 录

一、课题研究的背景及意义.....	2
二、 总体方案论证.....	2
(一) 提高载质量利用系数.....	3
(二) 细化轴荷分布计算.....	3
(三) 合理选择卸料方式.....	3
(四) 提高垃圾压缩比.....	4
(五) 结构方案的确定.....	4
三、 垃圾压缩装置总体设计与计算.....	6
(一) 垃圾压缩装置质量参数的确定.....	6
(二) 垃圾压缩装置发动机的选型.....	7
(三) 料斗容积与污水箱容积.....	8
(四) 底盘的改造.....	9
(五) 车架的计算.....	12
四、 结论.....	15
参考文献.....	16
致谢.....	17

# 垃圾压缩装置的设计

## **[摘要]**

为解决城市垃圾运输，减少运输过程中的二次污染问题，提高运输效率、降低工人劳动强度，本课题研究设计了全密封压缩式环保垃圾压缩装置。

本课题首先介绍了后装压缩式垃圾压缩装置总体设计的 5 个原则，然后对这 6 个原则依次进行了详细的论证分析，在此基础上与传统的垃圾压缩装置机构进行比较，确定了设计方案。在设计计算部分，根据设计要求确定了垃圾压缩装置的结构参数，并根据结构参数对垃圾压缩装置的发动机进行了选型。根据装载要求，对后装压缩式垃圾压缩装置的整体结构参数进行了设计计算，其中包括料斗容积和污水箱容积的计算；汽车底盘主要是二类底盘的选用及其改造，根据载荷分布对各轴的负荷进行了细化分配，同时对整车的性能参数也依据标准进行了选用，主要确定了最高车速、燃料经济性参数、机动性参数和通过性参数等；以及对轴距、前后轮距、外廓尺寸等整车尺寸参数的确定；为确保整车性能对车架进行了受力分析和强度校核、液压系统油缸的受力分析与强度校核。

**[关键词]** 压缩 垃圾压缩装置 环保 垃圾运输

## 一、课题研究的背景及意义

随着城市人口的增加，以及人均生活水平的不断提高，传统的城市垃圾收集运输方式已经远远不能适应社会发展的需要，于是诞生了后装压缩式垃圾压缩装置。这是一种全新的垃圾压缩装置车型，主要工作部件由填料器和厢体组成，在厢体内设计了推板机构以排出垃圾。自从后装压缩式垃圾压缩装置诞生以来一直在不断的发展，其发展方向是：提高垃圾的装载量；改善车辆的密封性；垃圾的分类处理。垃圾的分类越细对于环境的保护效果就越好，目前城市垃圾主要可以分为4类：湿垃圾：主要指厨房产生的厨余、果皮等含水率较高的食物性垃圾。干垃圾（可回收利用垃圾）：主要指废纸张、废塑料、废金属、废玻璃等可用于直接回收利用或再生后循环使用的含水率较低的垃圾。有害垃圾：指对人体健康或者环境造成现实危害或者潜在危害的废弃物，同时也包括对人体健康有害的重金属或有毒物质废弃物。大件垃圾：指重量超过5千克或体积超过0.2立方米以及长度超过1米的废旧家具、办公用具、废旧电器，以及包装箱、箩筐等大型的、耐久性的固体废弃物，是因体积较大等因素混入城市一般生活垃圾一起清运有困难的特殊的生活垃圾。垃圾如何进行分类处理是目前垃圾运输中急待解决的难题，这对于环境的保护意义重大。

目前后装压缩式垃圾压缩装置越来越受到人们的关注，应用也越来越普遍，并已经显示出了巨大的优越性。其设计思路为：根据垃圾运输的量确定负荷，由负荷来选择汽车底盘，然后确定垃圾的装载和排出方式，在确定了垃圾的装载和排出方式后，对主要受力零件进行受力分析和运动分析，以选择合理的液压控制系统。

后装压缩式垃圾压缩装置的设计，目前基本上有两种情况：其一是把填料器和厢体结合成一个整体，然后另外设计一个后盖以保证厢体的密封；其二是把填料器和厢体设计成两个独立的部件，填料器和厢体的结合来保证厢体的密封。

本课题来源于悦达专用车有限公司，该厂主要生产的是专用车辆，其中后装压缩式垃圾压缩装置是其一个产品。由于目前国内的垃圾压缩装置普遍存在所谓的“跑、冒、滴、漏”问题，对环境造成的二次污染很严重，所以急需在垃圾压缩装置的设计上加以改进。这就是本次设计的目的。

## 二、总体方案论证

## （一）提高载质量利用系数

载质量利用系数的提高将有助于降低车辆的运行成本。后装压缩式垃圾压缩装置的载质量利用系数主要由两个方面组成：

### 1. 底盘的载质量利用系数

在底盘选型时,选择技术含量高、动力性好、自重相对较轻的底盘。

### 2. 专用装置的自重

后装压缩式垃圾压缩装置由于结构复杂,自重较大,在设计时应尽量采用新材料、新技术、新工艺。主要零部件采用高强度钢板,辅助件(如挡泥板、装饰件、盖板等)采用比重较轻的注塑件。主要构件采用特殊加工工艺方法,如:车厢侧板及顶板采用数控折弯成弧形结构。受力构件采用局部加强法等,从而降低专用装置的重量。

## （二）细化轴荷分布计算

常规垃圾压缩装置设计中,计算与测量整车轴荷分布一般只计算车辆在空载和满载状态下的轴荷分布,以判断汽车轴荷分布是否满足法规要求。但由于后装压缩式垃圾压缩装置的装载方式及作业特点比较特殊,有时一个垃圾收集点的垃圾不能填满整个车厢,车辆必须行驶至下一个垃圾收集点或去垃圾处置场卸料,此时装载的垃圾多置于车厢尾部(双向压缩式尤其突出),从而降低转向轴的载质量,影响车辆轴荷分布。因此,在计算与测量后装压缩式垃圾压缩装置轴荷分布时应将其分割成多个装载段,使每个工况都能满足法规要求,保证车辆行驶安全,同时可作为专用装置定位及底盘选取的依据。

## （三）合理选择卸料方式

### 1. 车厢后倾式卸料方式

其原理是:在倾卸油缸的作用下,车厢、压缩机构及车厢内的垃圾绕车架尾部的回转中心旋转,旋转至一定角度后车厢内的垃圾靠自重下落实现卸料作业。这种卸料方式的优点是结构简单,但在实际使用时存在许多弊端,如:

A. 由于垃圾在车厢内被压实,垃圾与车厢四周存在着较大的膨胀力与摩擦力,垃圾不易倒出,严重时垃圾的自重不足以克服摩擦力,产生垃圾胀死现象。

B. 在倾翻作业时,车厢、压缩机构及垃圾的重心将后移、上升,车辆前桥负荷降低,影响整车纵向稳定性,严重时,前桥离地,整车倾翻(特别在路基较为松散的填埋场)。

C. 倾翻时,所有重量将集中至车厢回转中心及汽车大梁尾部,将对汽车大梁及后桥产生严重的损坏。

### 2. 推板卸料方式

其原理是:在车厢内设置一块面板呈铲形并能沿预定轨道滑行的推板,推板在油缸的推动下,向车厢尾部作水平推挤运动,将垃圾推出车厢,实现卸料作业。这种卸料方式虽结构较为复杂,但卸料不受垃圾压缩比的限制,卸料干净,对车架的载荷分布较为均匀,卸料过程平稳、安全。同时,可利用推板的阻力实现压缩车双向压缩。因此,推板卸料是后装压缩式垃圾压缩装置较为理想的卸料方式。

#### (四) 提高垃圾压缩比

压缩机构中刮板对垃圾的压强将直接影响垃圾的压缩比。当压强增大时,垃圾的压缩比将增大;反之则减小。因而在设计压缩机构时,应努力提高刮板的压强。根据压缩机构受力可知,影响刮板压强的因素主要有四个方面:

- A. 刮板的压缩面积根据使用场合、投料方式、垃圾投入量来确定,如能满足使用要求,刮板的面积应尽量小。
- B. 压缩油缸的安装形式应能充分利用油缸的最大能力,即在压缩垃圾过程中应使油缸无杆腔作用。
- C. 滑板与导轨的摩擦力将有助于提高垃圾压缩力。因而,在选取滑板滑块与导轨材料时应配对选取相对摩擦系数较小的材料;减小压缩油缸轴线与滑板导轨的夹角,以避免由于压缩油缸安装不当产生的扭力使  $N_1$ 、 $N_2$  增大;减小压缩油缸轴线与滑块中心线的平行偏移量,假如油缸轴线上偏于滑块中心线,将增大  $N_1$ 、 $N_2$  的值,如轴线下偏于滑块中心线,将减小  $N_1$ 、 $N_2$  的值,但结构上很难布置,故通常将压缩油缸置于滑块中心线上。
- D. 压缩油缸与地面的水平夹角  $\theta_1$  越小,则压缩油缸的推力沿车厢长度方向的分力将越大,有利于垃圾填满整个车厢,提高垃圾压缩比。

#### (五) 结构方案的确定

##### 1. 传统自卸式垃圾压缩装置的结构分析

主要采用侧翼开启、顶盖前后梭动等几种方式,这种车的主要特点是直接收集、转运、不压缩,适用于特定人工方式,操作简单,成本低。缺点是:装载量小、自动化程度低、转运效率低,无法解决转运中流污水的二次污染问题。

##### 2. 本垃圾压缩装置的结构特点

###### A. 填料器的结构布置

后装压缩式垃圾压缩装置工作时,填料器有上扬和下放两种布置形式。下放布置如图

1.1 所示，填料器与厢体相吻合，底部机构联接，以保证密封性能。这样的布置充分考虑了行驶的平稳性和驾驶性能。

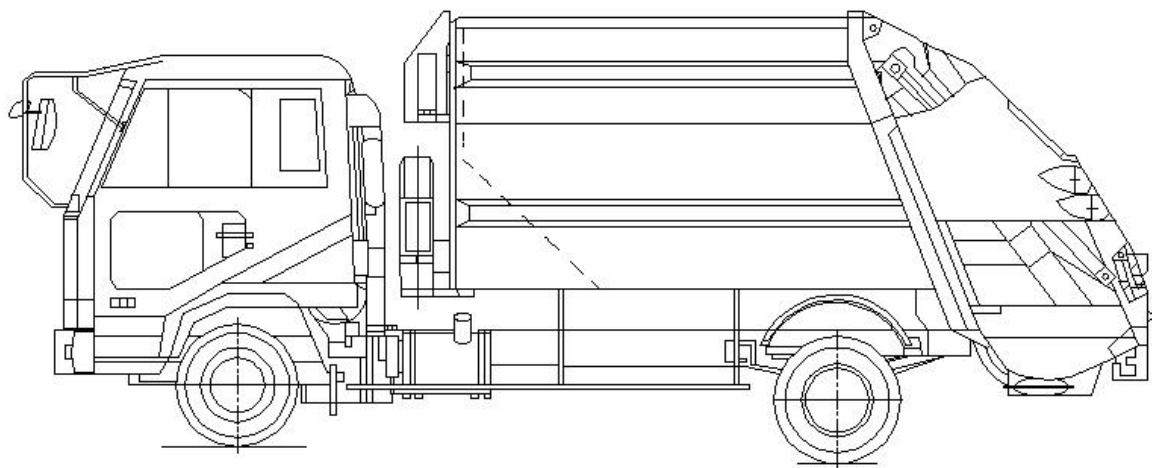


图1.1 垃圾压缩装置填料器下放布置

填料器上扬布置，整个填料器可以绕轴旋转上扬  $95^{\circ}$ ，如图图 1.2 所示，这样可以保证厢体内的垃圾彻底排出。

这种布置在填料器上扬时，整车的重心后移，汽车的行驶性能和爬坡能力降低，在不影响装载量的情况下，回转支承应尽量向前布置，使重心前移。这种布置和传统的卸料方式相比，虽然结构较复杂，但是垃圾的排出比较彻底，同时避免了整车的重心过分后移，而造车翻车事故。

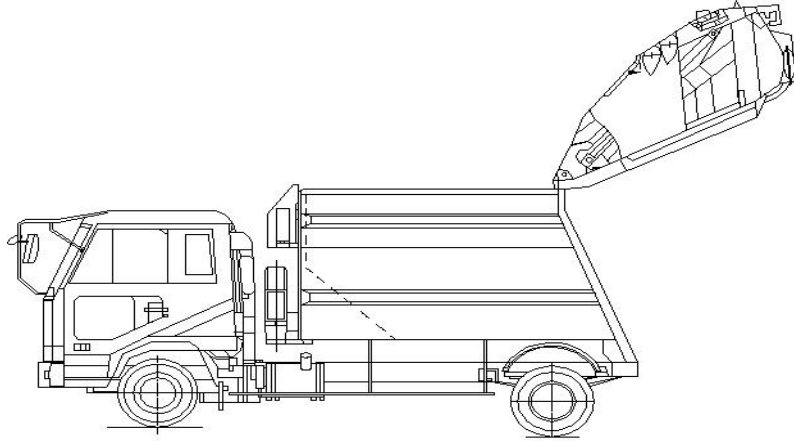


图1.2 垃圾压缩装置填料器上扬布置

### B. 垃圾排出方式

采用推板推出的方式，和传统的车厢上举，靠重力卸料的方式相比，可以避免由于过分压缩的垃圾膨胀堵塞在车厢内，同时还可以防止卸料时重心过于后移而翻车。

## 三、垃圾压缩装置总体设计与计算

### （一）垃圾压缩装置质量参数的确定

#### 1. 装载量 $m_G$

按课题要求，所设计的垃圾压缩装置的车厢容积为  $12m^3$ ，以标准垃圾的单位质量进行设计计算，取每立方米的标准垃圾质量为 0.45t

所以：

$$m_G = 0.45 \times 12 = 5.4t$$

#### 2. 整备质量

参考国内外同类型同级别的汽车的装载量与整备质量之比为新车型选择一个适当的

整备质量利用系数  $\eta_{m0}$ ，然后按其装载量  $m_G$  计算整备质量  $m_0$

由于为柴油车因此取整备质量利用系数

$$\eta_{m0} = 0.8$$

所以：

$$m_0 = m_G / \eta_{m0}$$



$$=5.4/0.8=6.75\text{t}$$

3. 汽车的总质量  $m_a$

载货汽车的总质量包括整备质量  $m_0$ 、装载量  $m_G$  以及驾驶室坐满人的质量，按课题的要求，所设计的垃圾压缩装置驾驶室为 2 个座位，无附加的装备，每人按 65kg 计算。

所以：

$$m_a = m_0 + m_G + 2 \times 0.065$$

$$=5.4+6.75+0.13$$

$$=12.28\text{t}$$

## (二) 垃圾压缩装置发动机的选型

1. 发动机最大功率  $P_{e\max}$  及其相应转速  $n_p$

由于垃圾压缩装置为中型载货汽车，故取比功率为 9

根据公式：

$$\text{比功率} = P_{e\max} / m_a$$

可得：

$$P_{e\max} = 9 \times m_a$$

$$= 9 \times 12.28$$

$$= 110.52\text{kw}$$

根据发动机最大功率  $P_{e\max}$  选取与其相应的转速  $n_p$ ，中型货车柴油机的  $n_p$  多为 2200~3400r/min，取  $n_p = 3000\text{r/min}$

3.2.2 发动机最大转矩  $T_{e\max}$  及其相应转速  $n_T$

根据式：

$$T_{e\max} = \alpha T_p$$

$$= 7019 \alpha \frac{P_{e\max}}{n_p}$$

求  $T_{e\max}$

式中：

$\alpha$  ——发动机的转矩适应系数

$T_p$  ——最大功率时的转矩

$P_{e\max}$  ——发动机的最大功率

$n_p$  ——最大功率的相应转速

因为车用柴油机的  $\alpha$  值多在 1.1~1.25 (带校正器)，所以取  $\alpha = 1.15$ ，代入上式可得：

$$T_{e\max} = 7019 \times 1.15 \times \frac{110.52}{3000}$$

$$= 297.37 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$n_p$  与  $n_T$  之比不宜小于 1.4，通常取  $n_p / n_T = 1.4 \sim 2.0$ ，

所以取：

$$n_p / n_T = 1.5$$

所以：

$$n_T = n_p / 1.5$$

$$= 2000 \text{ r/min}$$

### 3. 发动机适应性系数 $\phi$

根据式：

$$\phi = \frac{\alpha \cdot n_p}{n_T} \quad \alpha \text{ 发动机的转矩适应系数}$$

$$= 1.15 \times 1.5 = 1.725$$

依据以上对发动机参数的要求，选用发动机的型号为：EQB180—20

## (三) 料斗容积与污水箱容积

料斗容积直接反映垃圾压缩装置装载垃圾的能力和效果，由于受汽车底盘承载和结构布置的限制，垃圾压缩装置的斗容量不宜过大，否则对底盘的承载要求很高，与汽车难以匹配，开发实用价值低。因此，料斗容积适合在  $0.25 \text{ m}^3 \sim 1.5 \text{ m}^3$ 。取料斗容积为  $1 \text{ m}^3$ ，

要与料斗容积相匹配，污水箱容量可根据用户的要求适当增减，设计时以 250L 为标准。

#### （四）底盘的改造

底盘是保证垃圾压缩装置具有机动性好的关键，应选择质量好、承载能力大的底盘。垃圾压缩装置的车架按汽车的工作特性设计，垃圾压缩装置的工作特性与汽车的工作特性差异很大，垃圾装载时有较大的工作载荷传给车架，要求车架有较大的刚度支撑。

修改悬架和发动机安装方法，改善操作稳定性和行驶平顺性。更新制动助力系统，产生更好的制动力，而且更加自然。后悬架（所有车型）为了提供更好的平顺性，去掉了后支撑副车架，同时增加了整个车辆的刚度，减轻重量。了改善操纵稳定性，降低了副车架蹄部调整孔的位置，并改变了侧倾特性。增加了高速行驶过程中的直线稳定性，减少了补偿转向。

##### 1. 整备质量和轴荷分配

由前面的计算得整备质量： $m_0=6750\text{kg}$

轴荷分配是汽车的重要质量参数，它对汽车的牵引性、通过性、制动性、操纵性和稳定性等主要使用性能以及轮胎的使用寿命都有很大的影响。因此，在总体设计应根据汽车的布置形式、使用条件及性能要求合理地选定其轴荷分配。对垃圾压缩装置而言，满载时的前轴负荷多在 28%上下。查《汽车设计》表 2-11a 得：4×2 后轮双胎，短头货车在空载时：前轴负荷为：44%~49%，取 45%；后轴负荷为：51%~56%，取 55%。

所以：

空载时：前轴轴载质量= $m_0 \times 45\%=6750\text{kg} \times 45\%=3037.5\text{kg}$

后轴轴载质量= $m_0 \times 55\%=6750\text{kg} \times 55\%=3712.5\text{kg}$

满载时：

前轴负荷为：27%~30%，取：28%，

后轴负荷为：70%~73%，取：72%

所以：

满载时前轴轴载质量= $m_a \times 28\%=12280\text{kg} \times 28\%=3438.4\text{kg}$

满载时后轴轴载质量= $m_a \times 72\%=12280\text{kg} \times 72\%=8841.6\text{kg}$

## 2. 性能参数

### A. 最高车速 $V_{a\max}$

考虑汽车的类型、用途、道路条件、具备的安全条件和发动机功率的大小等，并以汽车行驶的功率平衡为依据来确定。参见《汽车设计》表 2-12 知：垃圾压缩装置的最高车速在 90~120km/h，取为 90km/h

### B. 燃料经济性参数

参考总质量相近的同类车型的百公里耗油量或单位燃料消耗量来估算。参考《汽车设计》表 2-13 知：总质量  $m_a > 12t$  的柴油机垃圾压缩装置单位燃料消耗量为：1.43~1.53L/(100 km·t)，现取为：1.5 L/(100 km·t)

### C. 机动性参数

最小转弯半径  $R_{\min}$  反映了汽车通过小曲率半径弯曲道路的能力和狭窄路面上或场地上调头的能力。其值可按下式计算：

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \theta_{i\max}} + a \quad (3-9)$$

$$= \sqrt{\left( \frac{L}{\sin \theta_{i\max}} \right)^2 + K^2 + \frac{2KL}{\tan \theta_{i\max}} + a}$$

式中：

$\theta_{i\max}$  ——最大转角

L——转轴，4500mm

K——主销轴

a——转向轮的转臂

通常  $\theta_{i\max}$  取为  $35^\circ \sim 40^\circ$ ，为了减小  $R_{\min}$  值， $\theta_{i\max}$  值有时可达  $45^\circ$ ，取  $\theta_{i\max} = 40^\circ$

### D. 通过性参数

查《汽车设计》表 2-19 得：

最小离地间隙  $h_{\min} = 0.25m$

接近角  $\alpha = 35^\circ$

离去角  $\beta = 20^\circ$

纵向通过半径  $\rho = 5\text{m}$

### 3. 尺寸参数

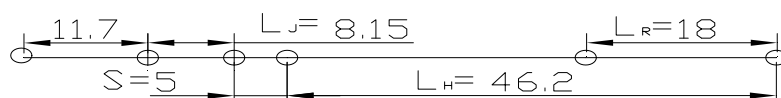


图 3.1 车身尺寸参数

#### A. 轴距 L

可根据要求的货厢长度及驾驶室布置尺寸初步确定轴距 L:

$$L = L_H + L_J + S - L_R$$

式中:

$L_H$ ——货厢长度, 根据装载量确定:  $L_H = 4620\text{mm}$

$L_J$ ——前轮中心至驾驶室后壁的距离, 取  $L_J = 815\text{mm}$

S——驾驶室与货厢之间间隙, 取  $S = 500\text{mm}$

$L_R$ ——后悬尺寸, 参考同类型垃圾压缩装置取  $L_R = 1800\text{mm}$

$$L = 4620 + 815 + 500 - 1800$$

$$= 4135\text{mm}$$

#### B. 前后轮距 $B_1$ 与 $B_2$

根据《汽车设计》表 2-7, 初选轮距:

$$B_1 = 1900\text{mm} \quad B_2 = 1850\text{mm}$$

#### C. 外廓尺寸

我国对公路车辆的限制尺寸要求总高不大于 4m; 总宽 (不包括后视镜) 不大于 2.5m,

左右后视镜等突出部分的侧向尺寸总共不大于 250mm；总长：载货汽车不大于 12m。

取总高为 2710mm，总宽为：2462mm

总长=1170+4135+1800 =7105mm

## （五）车架的计算

由于车架的纵梁承受的是均匀分布的载荷，车架强度的计算可按下述进行，但需要作一定的假设，即认为纵梁为支承在前、后轴上的简支梁；空车时簧上负荷  $G_s$  均匀分布在左、右纵梁的全长上，满载时有效载荷  $G_e$  则均匀分布在车厢长度范围内的纵梁上，忽略不计局部扭矩的影响。

$$G_s = 2m_0 g / 3$$

$$= 2 \times 6.75 \times 1000 \text{Kg} \times 9.8 \text{Kg/N} / 3$$

$$= 44100 \text{N}$$

式中：

$m_0$ ——汽车整备质量

$R_f$  为一根纵梁的前支承反力，可求得：

$$R_f = \frac{1}{4l} [ G_s (L-2b) + G_e (c-2c_2) ]$$

$$= \frac{1}{4 \times 4.8} [ 44100 \times (8.14 \times 0.82) + 5400 \times (4.36 - 2 \times 0.82) ]$$

$$= 16096 \text{N}$$

在驾驶室的长度范围内这一段纵梁的弯矩为：

$$M_x = R_f x - \frac{G_s}{4L} (x+a)^2$$

驾驶室后端至后轴这一段纵梁的弯矩为：

$$M'_x = R_f x - \frac{G_s}{4L} (x+a)^2 - \frac{G_e}{4l} [c_1 - (l-x)]^2$$

显然，最大弯矩就发生在这一段梁内。可用对上式中的弯矩  $M'_x = f(x)$  求导数并令其

为零的方法求出最大弯矩发生的位置  $x$ ，即：

$$\frac{dM'_x}{dx} = R_f - \frac{G_s}{2L}(x+a) - \frac{G_e}{2l}(x-l+c_1) = 0$$

由此求得：

$$x = \frac{[2R_f - \frac{G_s \cdot a}{L} + \frac{G_e(l-c_1)}{c}]}{(\frac{G_s}{L} + \frac{G_e}{c})}$$

$$= [2 \times 1500 - \frac{44100 \times 1.17}{8.14} + \frac{5400 \times (4.86 - 3.1)}{4.36}] / (\frac{44100}{8.14} + \frac{5400}{4.36})$$

$$= 4.03\text{m}$$

将  $x=4.03\text{m}$  代入式 (3-13)，即可求出纵梁承受的最大弯矩：

$$M_{\max} = 15500 \times 4.03 - \frac{44100}{4 \times 8.14} (4.03 + 1.17)^2 - \frac{5400}{4 \times 4.36} [3.1 - (4.86 - 4.03)] = 25138.54\text{N}$$

·  $M$

如果再考虑到动载荷系数  $k_d = 2.5 \sim 4.0$  及疲劳安全系数  $n = 1.15 \sim 1.40$ ，并将它们代入式：

$$M_{d\max} = nk_d M_{\max}$$

$$\sigma_w = \frac{M_{d\max}}{W}$$

则可求出纵梁的最大弯曲应力，取  $k_d = 3.0$ ， $n = 1.30$  代入上式得：

$$M_{d\max} = 1.30 \times 3.0 \times 25138.54$$

$$= 98040.306$$

$$\sigma_w = \frac{25138.54}{W}$$

$W$ ——纵梁在计算断面处的弯曲截面系数，对于槽形断面的纵梁

$$W = \frac{(h+6b)th}{6}$$

式中：

$h$ ——槽形断面的腹板高

b——翼缘宽

t——梁断面的厚度

按式（3-14）求得的弯曲应力不应大于纵梁材料的疲劳极限 $\sigma_{-1}$ ，对 16Mn 钢板，

$$\sigma_{-1}=220\sim 260\text{Mpa}$$

当纵梁受力变形时，翼缘可能会受力破裂，为此可按薄板理论进行校核，由于临界弯曲应力为：

$$\sigma_{cr} = 0.4 \times \frac{E}{1-u^2} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \leq 350\text{Mpa}$$

式中：

E——材料的弹性模量，对低碳钢 16Mn 钢： $E=2.06 \times 10^5 \text{Mpa}$

u——泊松比，对低碳钢和 16Mn 钢，取  $u=0.290$

t——纵梁断面的厚度

b——纵梁槽形断面的翼缘宽度

将 E，u 代入上式得：

$$b \leq 16t$$



## 四、结论

后装压缩式垃圾压缩装置主要是针对城市垃圾运输过程中的二次污染问题而设计的。后装压缩式垃圾压缩装置的主要创新点在于垃圾的装卸方式和车辆的密封上。采用推板推出垃圾的方式可以彻底清除车厢内的垃圾；液压控制系统的使用，提高了整个装料过程的稳定性和自动化程度，极大的提高了劳动效率；填料器和厢体的一体化密封设计很好的改善了垃圾运输工程中的“跑、冒、滴、漏”问题。通过对载质量利用系数和轴向载荷的分布的计算，以及汽车底盘的改造，提高了车身的整体性能，使稳定性能和安全性能得到了提高。

本垃圾压缩装置由于考虑到公路车辆的国家标准，对长度和宽度进行了限制。在以后的改进中，可以根据国家政策适当调整尺寸，那么垃圾压缩装置的装载能力又能得到提高。另外，这次设计局限与手动控制，可以一电磁阀控制为主体，结合 PLC 电控方式，使得工作的自动化程度更上一个层次。

## 参考文献

- [1] 史元春. 和谐人机环境. 清华大学出版社, 2011. 123-124.
- [2] 陈宝德. 磨削加工工艺学. 哈尔滨: 东北林业大学出版社, 2017. 32-33.
- [3] 吴宗泽, 罗圣国. 机械设计课程设计手册. 北京: 高等教育出版社, 2011. 97-98.
- [4] 龚湘义等. 机械设计课程设计图册. 北京: 高等教育出版社, 2017. 62-63.
- [5] 马科夫斯基. 木工机床设计. 机械工业出版社, 2019. 46-47.
- [6] 成大先. 机械设计手册 (第二卷). 化学工业出版社, 2017. 62-63.
- [7] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计 (第八版). 高等教育出版社, 2016. 98-99.
- [8] 哈尔滨工业大学理论力学教研组编. 理论力学. 北京: 高等教育出版社, 2015. 64-65.
- [9] 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理. 高等教育出版社, 2016. 15-16.
- [10] 冯开平, 左忠义. 画法几何与机械制图. 华南理工大学出版社, 2018. 68-69.
- [11] 李伟, 谭豫之. 机械制造工程学. 化学工业出版社. 2014. 43-44.
- [12] 朴永守. 磨削切削学. 哈尔滨: 东北林业大学出版社, 2015. 74-75.

## 致谢

漫长而又倍感充实的毕业设计阶段即将结束，通过这几十天的学习，我觉得自己的专业知识和独立思考问题的能力有了很大的提高，对我走向社会从事专业工作有着深远的影响。

首先，我感触最深的就是：实践的重要性。这次设计中我做了许多重复性的工作，耽误了很多的时间，但是这些重复性的工作却增强了我的实践能力和动手能力，积累了设计经验。同时也得到一条经验，搞设计不能只在脑子里想它的结构，必须动手，即使你想的很完美，但是到实际的设计过程时，会遇到许多臆想不到的问题。

其次，我学会了查阅资料和独立思考。当开始拿到毕业设计题目时，心里真的是一点头绪也没有，根本不知道从哪里下手。在李老师的指导下，我开始查阅相关书籍，借鉴他人的经验，结合自己的构想，再利用自己所学过的专业知识技能。把设计意图从构想阶段变为可读者付诸生产的实现阶段。我发现每一个设计都是一个创新、修改、完善的过程，在设计的过程中，运用自己所掌握的知识，发挥自己的想象力来搞好自己的设计，这个过程也是一个学习的过程。这是一个艰辛的过程，很幸运能在李老师的指导下，边学边用，才能按时按量完成规定的任务。