

§ 2.1 变速器主要参数的选择

一、档数和传动比

近年来，为了降低油耗，变速器的档数有增加的趋势。目前，乘用车一般用4~5个档位的变速器。本设计也采用5个档位。

选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动轮与路面的附着力、汽车的最低稳定车速以及主减速比和驱动轮的滚动半径等来综合考虑、确定。

汽车爬陡坡时车速不高，空气阻力可忽略，则最大驱动力用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力。故有

$$\frac{T_{e\max}}{r} i_0 \eta = mg(\phi \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}) + mg_{\max}$$

则由最大爬坡度要求的变速器 I 档传动比为

$$i_{gI} = \frac{mg_{\max} r}{T_{e\max} i_0 \eta} \quad (2-1)$$

式中 m ---- 汽车总质量；

g ---- 重力加速度；

$\phi_{\max}$ ---- 道路最大阻力系数；

r_r ---- 驱动轮的滚动半径；

$T_{e\max}$ ---- 发动机最大转矩；

i_0 ---- 主减速比；

η ---- 汽车传动系的传动效率。

根据驱动车轮与路面的附着条件

$$\frac{T_{e\max}}{r} i_0 \eta = G_2$$

求得的变速器 I 档传动比为：

$$i_{gI} = \frac{G_2 r}{T_{e\max} i_0 \eta} \quad (2-2)$$

式中 G_2 ---- 汽车满载静止于水平路面时驱动桥给路面的载荷；

φ ---- 路面的附着系数，计算时取 $\varphi=0.5\sim0.6$ 。

由已知条件：满载质量 1800kg；

$$r_r = 337.25 \text{mm};$$

$$T_{e \max} = 170 \text{Nm};$$

$$i_0 = 4.782;$$

$$\eta = 0.95。$$

根据公式 (2-2) 可得: $i_{gl} = 3.85$ 。

超速档的的传动比一般为 0.7~0.8, 本设计去五档传动比 $i_{gV} = 0.75$ 。

中间档的传动比理论上按公比为:

$$q = \sqrt[n]{\frac{i_{g \max}}{i_{g \min}}}$$

(2-3)

的等比数列, 实际上与理论上略有出入, 因齿数为整数且常用档位间的公比宜小些, 另外还要考虑与发动机参数的合理匹配。根据上式可的出: $q = 1.51$ 。

故有:

$$\begin{aligned} i_{gII} &= 2.55 \\ i_{gIII} &= 1.69 \\ i_{gIV} &= 1.12 (\text{修正为 } 1) \end{aligned}$$

二、中心距

中心距对变速器的尺寸及质量有直接影响, 所选的中心距、应能保证齿轮的强度。三轴式变速器的中心局 A (mm) 可根据对已有变速器的统计而得出的经验公式初定:

$$A = K_A \sqrt[3]{T_{I \max}}$$

(2-4)

式中 K_A ---- 中心距系数。对轿车, $K_A = 8.9 \sim 9.3$; 对货车, $K_A = 8.6 \sim 9.6$; 对多档

主变速器, $K_A = 9.5 \sim 11$;

$T_{I \max}$ ---- 变速器处于一档时的输出扭矩:

$$T_{I \max} = T_{e \max} i_{gl} \eta = 628.3 \text{N} \cdot \text{m}$$

故可得出初始中心距 $A = 77.08 \text{mm}$ 。

三、轴向尺寸

变速器的横向外形尺寸, 可根据齿轮直径以及倒档中间齿轮和换档机构的布置初步确定。

轿车四档变速器壳体的轴向尺寸 3.0 ~3.4 A。货车变速器壳体的轴向尺寸与档数有关：

- 四档(2.2 ~2.7) A
- 五档(2.7 ~3.0) A
- 六档(3.2 ~3.5) A

当变速器选用常啮合齿轮对数和同步器多时，中心距系数 K_A 应取给出系数的上限。为检测方便，A取整。

本次设计采用 5+1 手动挡变速器，其壳体的轴向尺寸是
 $3 \times 77.08\text{mm}=231.24\text{mm}$
变速器壳体的最终轴向尺寸应由变速器总图的结构尺寸链确定。

四、齿轮参数
(1) 齿轮模数

建议用下列各式选取齿轮模数，所选取的模数大小应符合 JB111-60 规定的标准值。

第一轴常啮合斜齿轮的法向模数 m_n

$$m_n = 0.4 \sqrt[3]{T_{\text{emax}}} \text{ mm}$$

(2-5)

其中 $T_{\text{emax}}=170\text{Nm}$ ，可得出 $m_n=2.5$ 。

一档直齿轮的模数 m

$$m = 0.3 \sqrt[3]{T_{1\text{max}}} \text{ mm}$$

(2-6)

通过计算 $m=3$ 。

同步器和啮合套的接合大都采用渐开线齿形。由于制造工艺上的原因，同一变速器中的结合套模数都去相同，轿车和轻型货车取 2~3.5。本设计取 2.5。

(2) 齿形、压力角 α 、螺旋角 β 和齿宽 b

汽车变速器齿轮的齿形、压力角、及螺旋角按表 2-1 选取。

表 2-1 汽车变速器齿轮的齿形、压力角与螺旋角			
项目 车型	齿形	压力角 α	螺旋角 β
轿车	高齿并修形的齿形	14.5° , 15° , 16° 16.5°	25° ~ 45°
一般货车	GB1356-78 规定的标准齿形	20°	20° ~ 30°
重型车	同上	低档、倒档齿轮 22.5° , 25°	小螺旋角

压力角较小时，重合度大，传动平稳，噪声低；较大时可提高轮齿的抗弯强度和表面接触强度。对轿车，为加大重合度已降低噪声，取小些；对货车，为提高齿轮承载力，取大些。在本设计中变速器齿轮压力角 α 取 20° ，啮合套或同步器取 30° ；斜齿轮螺旋角 β 取 30° 。

应该注意的是选择斜齿轮的螺旋角时应力求使中间轴上是轴向力相互抵消。为此，中间轴上的全部齿轮一律去右旋，而第一轴和第二轴上的的斜齿轮去左旋，其轴向力经轴承盖由壳体承受。

齿轮宽度 b 的大小直接影响着齿轮的承载能力， b 加大，齿的承载能力增高。但试验表明，在齿宽增大到一定数值后，由于载荷分配不均匀，反而使齿轮的承载能力降低。所以，在保证齿轮的强度条件下，尽量选取较小的齿宽，以有利于减轻变速器的重量和缩短其轴向尺寸。

通常根据齿轮模数的大小来选定齿宽：

直齿 $b=(4.5\sim 8.0)m, \text{ mm}$

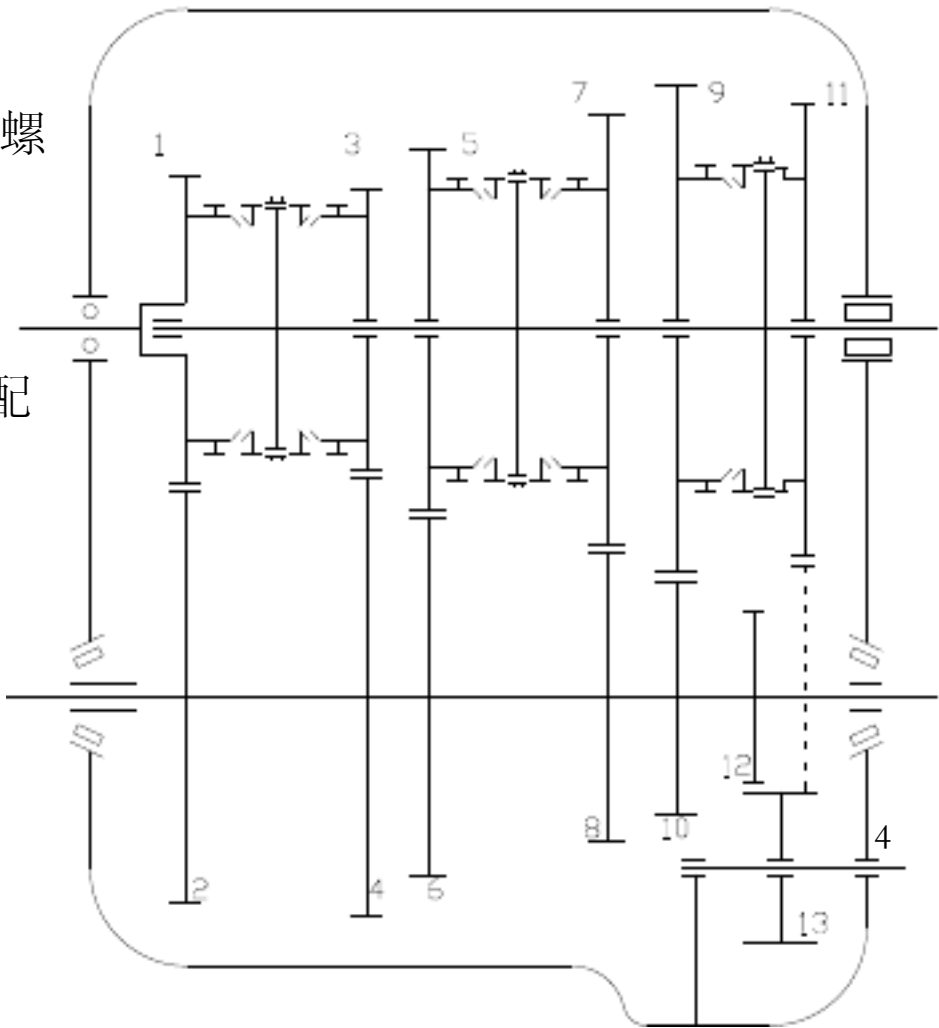
斜齿 $b=(6.0\sim 8.5)m, \text{ mm}$

第一轴常啮合齿轮副齿宽的系数值可取大一些，使接触线长度增加，接触应力降低，以提高传动的平稳性和齿轮寿命。

§ 2.2 各档传动比及其齿轮齿数的确定

在初选了中心距、齿轮的模数和螺旋角后，可根据预先确定的变速器档数、传动比和结构方案来分配各档齿轮的齿数。下面结合本设计来说明分配各档齿数的方法。

- 1. 确定一档齿轮的齿数
- 一档传动比



$$i_{gl} = \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_9}{Z_{10}} \quad (2-7)$$

为了确定 Z_9 和 Z_{10} 的齿数，
先求其齿数和 Z ：

$$Z = \frac{2A}{m} \quad (2-8)$$

其中 $A = 77.08\text{mm}$ $m = 3$ ；故
有 $Z = 51.4$ 。

图 2-1 五档变速器示意图

当轿车三轴式的变速器 $i_{gl} = 3.5 \sim 3.9$ 时，则 Z_{10} 可在 15 ~ 17 范围内选择，此处取 $Z_{10} = 16$ ，则可得出 $Z_9 = 35$ 。

上面根据初选的 A 及 m 计算出的 Z 可能不是整数，将其调整为整数后，从式 (2-8) 看出中心距有了变化，这时应从 Z 及齿轮变位系数反过来计算中心距 A ，再以这个修正后的中心距作为以后计算的依据。

这里 Z 修正为 51，则根据式 (2-8) 反推出 $A = 76.5\text{mm}$ 。

2. 确定常啮合齿轮副的齿数

由式 (2-7) 求出常啮合齿轮的传动比

$$\frac{Z_2}{Z_1} = i_{gl} \frac{Z_{10}}{Z_9} \quad (2-9)$$

由已经得出的数据可确定 $\frac{Z_2}{Z_1} = 1.76$ ①

而常啮合齿轮的中心距与一档齿轮的中心距相等

$$A = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \alpha} \quad (2-10)$$

由此可得：

$$Z_1 + Z_2 = \frac{2A \cos \alpha}{m} \quad (2-11)$$

而根据已求得的数据可计算出： $Z_1 = Z_2 = 53$ 。②

① 与②联立可得： $z_1=19$ 、 $Z_2=34$ 。

则根据式（2-7）可计算出一档实际传动比为： $i_{gl} = 3.91$ 。

3. 确定其他档位的齿数

二档传动比

$$i_g = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_7}{Z_8} \quad (2-12)$$

而 $i_g = 2.55$ ，故有：

$$\frac{Z_7}{Z_8} = 1.425 \quad ③$$

$$\text{对于斜齿轮, } Z = \frac{2A \cos \alpha}{m_n} \quad (2-13)$$

故有： $Z_7 = Z_8 = 53$ ④

③ 联立④得： $Z_7 = 31$ 、 $Z_8 = 22$ 。

按同样的方法可分别计算出：三档齿轮 $Z_5 = 26$ 、 $Z_6 = 27$ ；四档齿轮 $Z_3 = 16$ 、 $Z_4 = 37$ 。

4. 确定倒档齿轮的齿数

一般情况下，倒档传动比与一档传动比较为接近，在本设计中倒档传动比 i_{gr} 取 3.7。中间轴上倒档传动齿轮的齿数比一档主动齿轮 10 略小，取 $Z_{12} = 13$ 。

而通常情况下，倒档轴齿轮 Z_{13} 取 21~23，此处取 $Z_{13} = 23$ 。

由

$$i_{gr} = \frac{Z_{11}}{Z_{13}} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_1} \quad (2-14)$$

可计算出 $z_{11} = 27$ 。

故可得出中间轴与倒档轴的中心距

$$A = \frac{1}{2} m_n (Z'_{12} + Z_{13}) = \quad (2-15)$$

$$= 50 \text{mm}$$

而倒档轴与第二轴的中心:

$$A = \frac{1}{2} (Z_{11} + Z_{13}) \quad (2-16)$$

=72.5mm。

§ 2.3 齿轮变位系数的选择

齿轮的变位是齿轮设计中一个非常重要的环节。采用变位齿轮，除为了避免齿轮产生根切和配凑中心距以外，它还影响齿轮的强度，使用平稳性，耐磨性、抗胶合能力及齿轮的啮合噪声。

变位齿轮主要有两类：高度变位和角度变位。高度变位齿轮副的一对啮合齿轮的变位系数的和为零。高度变位可增加小齿轮的齿根强度，使它达到和大齿轮强度想接近的程度。高度变位齿轮副的缺点是不能同时增加一对齿轮的强度，也很难降低噪声。角度变位齿轮副的变位系数之和不等于零。角度变位既具有高度变位的优点，有避免了其缺点。

有几对齿轮安装在中间轴和第二轴上组合并构成的变速器，会因保证各档传动比的需要，使各相互啮合齿轮副的齿数和不同。为保证各对齿轮有相同的中心距，此时应对齿轮进行变位。当齿数和多的齿轮副采用标准齿轮传动或高度变位时，则对齿数和少些的齿轮副应采用正角度变位。由于角度变位可获得良好的啮合性能及传动质量指标，故采用的较多。对斜齿轮传动，还可通过选择合适的螺旋角来达到中心距相同的要求。

变速器齿轮是在承受循环负荷的条件下工作，有时还承受冲击负荷。对于高档齿轮，其主要损坏形势是齿面疲劳剥落，因此应按保证最大接触强度和抗胶合剂耐磨损最有利的原则选择变位系数。为提高接触强度，应使总变位系数尽可能取大一些，这样两齿轮的齿轮渐开线离基圆较远，以增大齿廓曲率半径，减小接触应力。对于低档齿轮，由于小齿轮的齿根强度较低，加之传递载荷较大，小齿轮可能出现齿根弯曲断裂的现象。

总变位系数越小，一对齿轮齿更总厚度越薄，齿根越弱，抗弯强度越低。但是由于轮齿的刚度较小，易于吸收冲击振动，故噪声要小些。

根据上述理由，为降低噪声，变速器中除去一、二档和倒档以外的其他各档齿轮的总变位系数要选用较小的一些数值，以便获得低噪声传动。其中，一档主动齿轮 10 的齿数 $Z_{10} < 17$ ，因此一档齿轮需要变位。

变位系数

$$\frac{17 - Z}{17}$$

(2-17)

式中 z 为要变位的齿轮齿数。

第三章 变速器齿轮的强度计算与材料的选择

§ 3.1 齿轮的损坏原因及形式

齿轮的损坏形式分三种：轮齿折断、齿面疲劳剥落和移动换档齿轮端部破坏。

轮齿折断分两种：轮齿受足够大的冲击载荷作用，造成轮齿弯曲折断；轮齿再重复载荷作用下齿根产生疲劳裂纹，裂纹扩展深度逐渐加大，然后出现弯曲折断。前者在变速器中出现的很少，后者出现的多。

齿轮工作时，一对相互啮合，齿面相互挤压，这是存在齿面细小裂缝中的润滑油油压升高，并导致裂缝扩展，然后齿面表层出现块状脱落形成齿面点蚀。他使齿形误差加大，产生动载荷，导致轮齿折断。

用移动齿轮的方法完成换档的抵挡和倒挡齿轮，由于换档时两个进入啮合的齿轮存在角速度差，换档瞬间在齿轮端部产生冲击载荷，并造成损坏。

§ 3.2 齿轮的强度计算与校核

与其他机械设备使用的变速器比较，不同用途汽车的变速器齿轮使用条件仍是相似的。此外，汽车变速器齿轮所用的材料、热处理方法、加工方法、精度等级、支撑方式也基本一致。如汽车变速器齿轮用低碳合金钢制造，采用剃齿或齿轮精加工，齿轮表面采用渗碳淬火热处理工艺，齿轮精度不低于 7 级。因此，比用于计算通用齿轮强度公式更为简化一些的计算公式来计算汽车齿轮，同样、可以获得较为准确的结果。在这里所选择的齿轮材料为 40Cr。

1. 齿轮弯曲强度计算

(1) 直齿轮弯曲应力

$$\sigma_w = \frac{F K K_f}{b m y}$$

(3-1)

式中, σ_w ---- 弯曲应力 (MPa);

F_{t10} ---- 一档齿轮 10 的圆周力 (N) $F_{t10} = \frac{2T_g}{d}$; 其中 T_g 为计算载荷 (N·mm), d 为节圆直径。

K ---- 应力集中系数, 可近似取 1.65 ;

K_f ---- 摩擦力影响系数, 主动齿轮取 1.1 , 从动齿轮取 0.9 ;

b ---- 齿宽 (mm), 取 20

t ---- 端面齿距 (mm);

y ---- 齿形系数, 如图 3-1 所示。

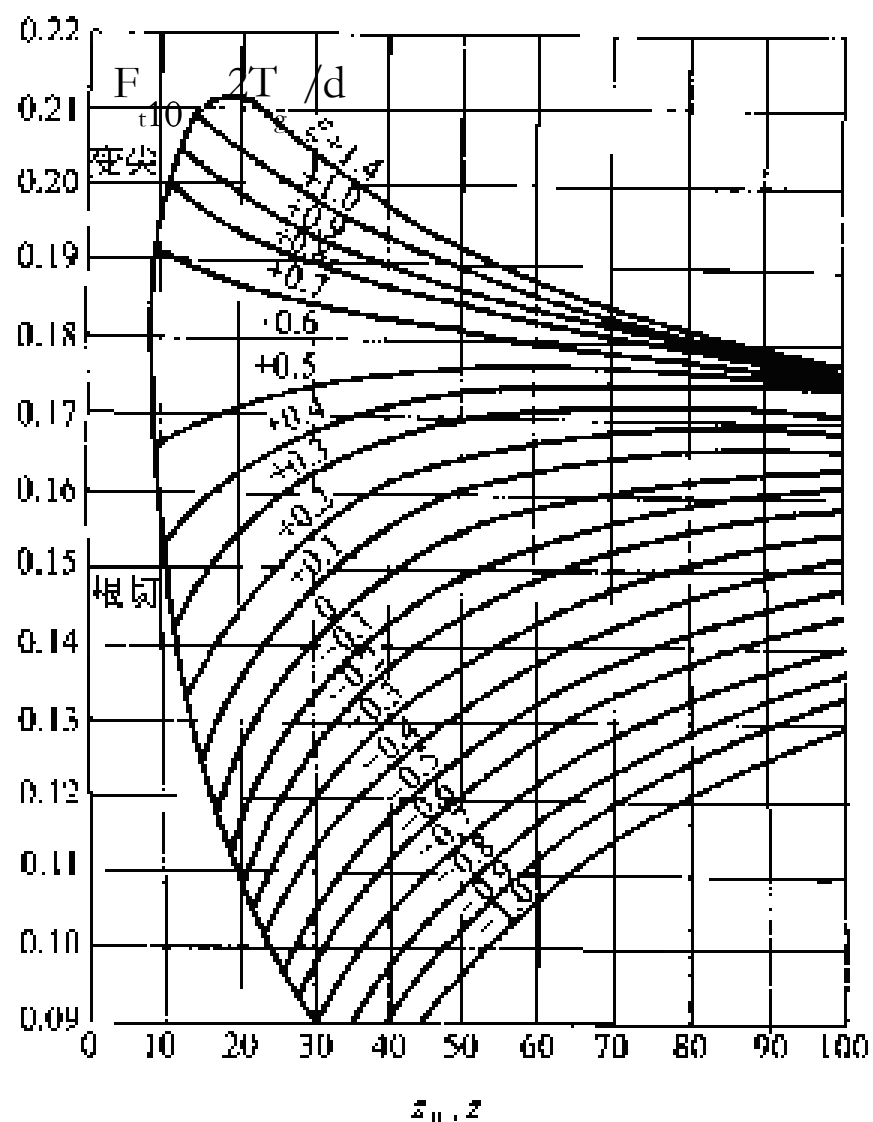


图 3-1 齿形系数图

当处于一档时, 中间轴上的计算扭矩为:

$$T_g = T_{cmax} \frac{Z_{10}}{Z_1} \frac{Z_2}{Z_1} = 170 \frac{1000}{2.18} \frac{1.78}{1} = 659668 \text{ Nm}$$

故由 $F_{t10} = \frac{2T_g}{d}$ 可以得出 F_{t10} ; 再将所得出的数据代入式 (3-1) 可得

$$\sigma_{w10} = 651.3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{w9} = 533.01 \text{ MPa}$$

当计算载荷取作用到变速器第一轴上的最大扭矩 T_{cmax} 时, 一档直齿轮的弯曲应力在 400~850MPa 之间。

(2) 斜齿轮弯曲应力

$$(3-3) \quad \sigma_w = \frac{F K}{b t y K}$$

式中 K 为重合度影响系数,取 2.0 ;其他参数均与式 (3-1) 注释相同, $K = 1.50$,
选择齿形系数 y 时,按当量模数 $z_n = z / \cos^3 \alpha$ 在图 (3-1) 中查得。

二档齿轮圆周力: $F_{t8} = F_{t7} \frac{2T_g}{d_g} = 6798.8\text{N}$ (3-4)
根据斜齿轮参数计算公式可得出:
齿轮 8 的当量齿数 $z_n = z / \cos^3 \alpha = 47.7$,可查表 (3-1) 得: $y_8 = 0.153$ 。

故 $\sigma_{w8} = \frac{6798.8}{20} \cdot \frac{1.5}{7.85} \cdot \frac{1}{0.153} \cdot \frac{1}{2} = 212.28 \text{ MPa}$

同理可得: $\sigma_{w7} = 231.99 \text{ MPa}$ 。

依据计算二档齿轮的方法可以得出其他档位齿轮的弯曲应力,其计算结果如下:

三档:	$\sigma_{w5} = 276.2 \text{ MPa}$
	$\sigma_{w6} = 266.4 \text{ MPa}$
四档:	$\sigma_{w1} = 211.5 \text{ MPa}$
	$\sigma_{w2} = 197.4 \text{ MPa}$
五档:	$\sigma_{w3} = 218.8 \text{ MPa}$
	$\sigma_{w4} = 216.98 \text{ MPa}$

当计算载荷取作用到第一轴上的最大扭矩时,对常啮合齿轮和高档齿轮,许用应力在 180~350MPa 范围内,因此,上述计算结果均符合弯曲强度要求。

2. 齿轮接触应力 σ_j

(3-5)
$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b} \frac{1}{z} \frac{1}{b}}$$

式中, σ_j ---- 齿轮的接触应力 (MPa);

F ---- 齿面上的法向力 (N), $F = F_1 / \cos \alpha$;

F_1 ---- 圆周力在 (N), $F_1 = 2T_g / d$;

---- 节点处的压力角 ($^\circ$);

---- 齿轮螺旋角 ($^\circ$);

E ---- 齿轮材料的弹性模量 (MPa),查资料可取 $E = 190 \times 10^3 \text{ MPa}$;

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/398120002117006067>