

## LỜI NÓI ĐẦU

Trong quá trình phát triển nền kinh tế quốc dân và phục vụ đời sống xã hội, việc vận chuyển hàng hoá, hành khách có vai trò to lớn. Với việc vận chuyển bằng ô tô có khả năng đáp ứng tốt hơn về nhiều mặt so với các phương tiện vận chuyển khác do đặc tính đơn giản, an toàn, cơ động. Trong các loại hình vận chuyển thì vận chuyển bằng ô tô là loại hình thích hợp nhất khi vận chuyển trên các loại đường ngắn và trung bình. Ô tô có thể đến được nhiều vùng, nhiều khu vực địa điểm mà các phương tiện vận chuyển khác khó có thể thực hiện được. Nó có thể đưa đón khách tận nhà, giao hàng tận nơi, đưa hàng đến tận chân công trình...mà giá cước phù hợp với nhu cầu của nhân dân.

Ngày nay do nhu cầu vận chuyển hàng hoá, hành khách tăng nhanh, mật độ vận chuyển lớn. Đồng thời cùng với sự mở rộng và phát triển đô thị ngày càng tăng nhanh thì vận chuyển bằng ô tô lại càng có ưu thế. ở các nước công nghiệp phát triển, công nghiệp ô tô là ngành kinh tế mũi nhọn. Trong khi đó ở nước ta ngành công nghiệp ô tô mới chỉ dừng lại ở mức khai thác, sử dụng, sửa chữa và bảo dưỡng. Những năm 1985 trở về trước các ô tô hoạt động ở Việt Nam đều là ô tô nhập ngoại với nhiều chủng loại do nhiều công ty ở các nước sản xuất. Từ những năm đầu thập kỷ 90 chúng ta thực hiện việc liên doanh, liên kết với các công ty nước ngoài. Nên ở Việt Nam hiện nay đã có 14 liên doanh đã và đang hoạt động như: TOYOTA, MERCEDES - BENZ VMC, DEAWOO, MITSUBISHI, NISSAN, FORD...Ngoài ra còn kể đến một số hãng trong nước như: Trường Hải, MêKông, Vinasuki, Công ty ô tô 1-5, Công ty ô tô 3-2 ... Tại những liên doanh này ô tô được lắp ráp trên các dây chuyền công nghệ hiện đại. Ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đã chuyển sang một giai đoạn mới.

Để hoàn thành được bản Đồ án này ngoài sự nỗ lực của bản thân không thể không kể đến sự chỉ bảo tận tình của thầy cô giáo trong bộ môn và nhà trường. Đặc biệt là sự hướng dẫn của thầy

Em xin chân thành cảm ơn thầy hướng dẫn ĐỒNG MINH TUẤN đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành thiết kế đề tài này. Xin cảm ơn các thầy cô, các cán bộ công nhân viên trong bộ môn Ô tô- Khoa cơ khí động lực đã tạo mọi điều kiện thuận lợi cho em trong quá trình học tập và thiết kế đề tài. Em xin kính chúc các thầy luôn mạnh khoẻ và có nhiều công hiến hơn nữa trong sự nghiệp phát triển của ngành ô tô nói riêng và ngành giao thông vận tải nói chung của Việt Nam.

Sinh viên : Nguyễn Văn Huynh

## PHẦN I: TỔNG QUAN VỀ HỘP SỐ

### 1. Nhiệm vụ

- Hộp số dùng để thay đổi tỉ số truyền nhằm thay đổi mômen xoắn ở các bánh xe chủ động của ô tô, đồng thời thay đổi tốc độ chạy xe phù hợp với sức cản bên ngoài.
- Thay đổi chiều chuyển động của ô tô (tiến và lùi).
- Tách động cơ ra khỏi hệ thống truyền lực trong khoảng thời gian tùy ý mà không cần tắt máy và mở li hợp.
- Dẫn động lực học ra ngoài cho các bộ phận công tác của xe chuyên dùng

### 2. Yêu cầu của hộp số

- Có đủ tỉ số truyền một cách hợp lý để nâng cao tính kinh tế, và tính động lực học của ô tô.
- Hiệu suất truyền lực cao, khi làm việc không gây tiếng ồn, thay đổi số nhẹ nhàng không sinh lực va đập ở các bánh răng.
- Kết cấu gọn gàng, chắc chắn, dễ điều khiển bảo dưỡng và sửa chữa, giá thành hạ.

### 3. Phân loại hộp số

#### 3.1 . Phân loại theo phương pháp thay đổi tỉ số truyền

+ Loại hộp số có cấp

Ngày nay trên ô tô dùng nhiều nhất là hộp số có cấp (loại này thay đổi tỉ số truyền bằng cách thay đổi sự ăn khớp giữa các cặp bánh răng), vì cấu tạo đơn giản, làm việc chắc chắn, hiệu suất truyền lực cao, giá thành rẻ.

Trong loại hộp số có cấp người ta chia:

+ Theo tính chất trực truyền

-Loại có trục tâm cố định việc thay đổi số bằng các con trượt thường có loại hai trục tâm dọc hoặc ngang, loại ba trục tâm dọc.

-Loại có trục tâm di động(hộp số hành tinh).

+Theo cấp số ta có:hộp số 3 cấp, 4 cấp, 5 cấp ...

Nếu hộp số càng nhiều cấp tốc độ càng cho phép sử dụng hợp lý công suất của động cơ, trong điều kiện lực cản khác nhau do đó tăng được tính kinh tế của ô tô nhưng thời gian thay đổi số dài, kết cấu phức tạp.

+Loại hộp số vô cấp

Hộp số vô cấp có ưu điểm là:có thể thay đổi tỉ số truyền liên tục trong một giới hạn nào đó, thay đổi tự động, liên tục phụ thuộc vào sức cản chuyển động của ô tô, nó rút ngắn được quãng đường tăng tốc, tăng lớn nhất tốc độ trung bình của ô tô.

-Hộp số vô cấp kiểu cơ học(ít sử dụng).

-Hộp số vô cấp kiểu va đập(ít dùng).

-Hộp số vô cấp kiểu ma sát(bánh ma sát hình côn).

-Hộp số vô cấp dùng điện(dùng động cơ đốt trong kéo máy phát điện, cung cấp điện cho động cơ điện đặt ở bánh xe chủ động( hoặc có nguồn điện từ ắc quy). Ta thay đổi dòng điện kích thích của động cơ điện sẽ thay đổi tốc độ và mômen xoắn của động cơ điện và của bánh xe chủ động.

-Hộp số vô cấp thủy lực: truyền mômen xoắn nhờ năng lượng dòng chất lỏng có thể là thủy động hoặc thủy tĩnh. Hộp số vô cấp thủy lực có kết cấu phức tạp giá thành cao, hiệu suất truyền lực thấp, thay đổi mômen xoắn trong giới hạn hẹp. Thông thường người ta kết hợp với hộp số có cấp có trục tâm di động(kiểu hành tinh) với biến mômen thủy lực.

### 3.2 .Phân loại theo cơ cấu điều khiển

-Loại điều khiển cưỡng bức(thường ở hộp số có cấp) .

-Loại điều khiển bán tự động (thường ở hộp số kết hợp) .

-Loại điều khiển tự động (thường ở hộp số vô cấp) .

#### **4. Phân tích chọn phương án kết cấu hộp số:**

Bước quan trọng khi thiết kế hộp số phải phân tích đặc điểm kết cấu của hộp số ô tô và chọn phương án hợp lý. Việc phân tích này phải dựa trên các yêu cầu đảm bảo hộp số làm việc tốt chức năng:

-Thay đổi mômen xoắn truyền từ động cơ đến bánh xe chủ động.

-Cho phép ô tô chạy lùi.

-Tách động cơ khỏi hệ thống truyền lực khi dừng xe mà động cơ vẫn làm việc

Hộp số thiết kế phải đáp ứng được các yêu cầu:

1-Có tỷ số truyền hợp lý, đảm bảo chất lượng kéo cần thiết.

2-Không gây va đập đầu răng khi gài số, các bánh răng ăn khớp có tuổi thọ cao

3-Hiệu suất truyền lực cao

4-Kết cấu đơn giản, gọn, dễ chế tạo, điều khiển nhẹ nhàng, có độ bền và độ tin cậy cao

Nhằm nâng cao tuổi thọ cho các bánh răng ăn khớp, trong hộp số cơ khí có cấp thường bố trí bộ đồng tốc. Nhiệm vụ của bộ đồng tốc là cân bằng tốc độ góc của các chi tiết chủ động và bị động trước khi chúng ăn khớp với nhau.

Trên ô tô ngày nay đều sử dụng khá rộng rãi hộp số 2 trục và 3 trục. Hộp số 3 trục thường bố trí trục sơ cấp và trục thứ cấp đồng tâm.

Đối với ô tô vận tải thường dùng loại hộp số 5 và 6 số [1]. Vậy ta chọn hộp số loại 5 số, với hộp số 6 số kết cấu sẽ phức tạp khó chế tạo.

#### **5. Chọn sơ đồ động học của hộp số**

Sơ đồ của hộp số là loại 3 trục (hình 1):

Sơ đồ trên là hộp số 3 trục có trục sơ cấp và trục thứ cấp đồng tâm. Gồm 5 cấp (5 số tiến, 1 số lùi). Trong đó tay số 5 là tay số truyền thẳng.

Số II, III, IV, V được gài bằng bộ đồng tốc.

Số lùi (R) và số I được gài bằng khớp răng.

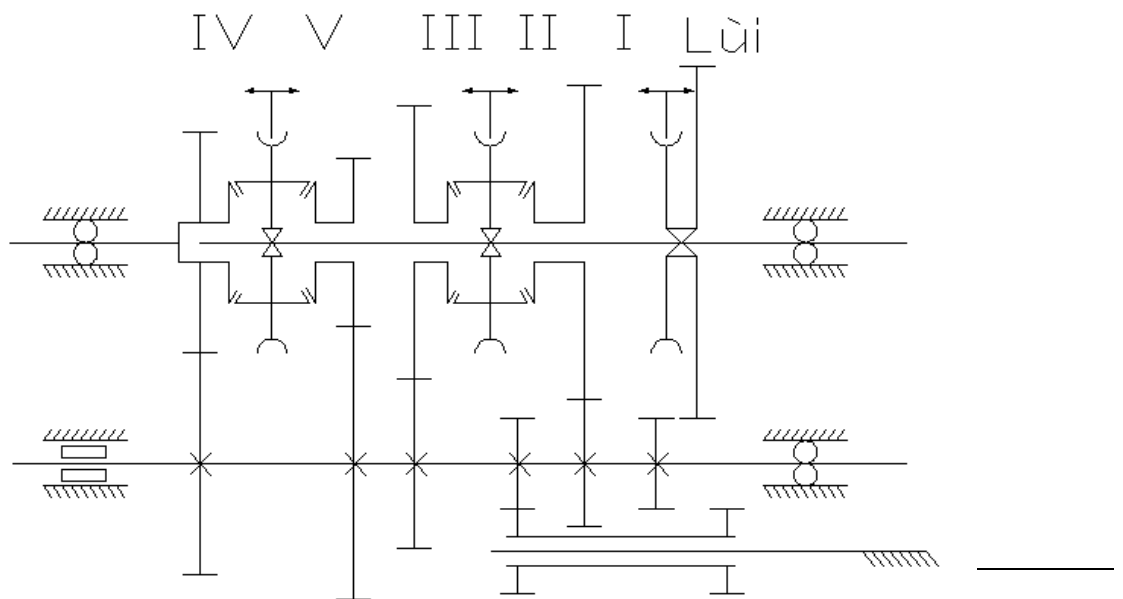
Các bánh răng trên trục trung gian được chế tạo rời và lắp chặt trên trục trung gian.

- Trong hộp số có một cặp bánh răng luôn ăn khớp để dẫn truyền mômen quay từ trục thứ nhất đến trục trung gian. Trục thứ nhất được chế tạo thành một khối với bánh răng chủ động của cặp bánh răng luôn ăn khớp và vành răng ngoài để gài số truyền thẳng ( $i=1$ ). Trục thứ nhất được đỡ bằng hai ổ bi, một ổ đặt trong bánh đà và một ổ đặt ở vỏ hộp số, ổ bi này thường chọn có đường kính ngoài lớn hơn bánh răng chủ động để đảm bảo tháo lắp trục thứ nhất được dễ dàng.

- Trên trục trung gian được lắp cố định nhiều bánh răng để dẫn truyền mômen quay đến trục thứ hai, giá trị của mômen quay được thay đổi tùy theo cách gài các bánh răng lắp trượt và cùng quay trên trục thứ hai. Trục trung gian được đỡ trên hai ổ bi đặt ở vỏ hộp số. Thường các bánh răng trên trục trung gian có hướng đường nghiêng của răng cùng chiều để giảm lực chiều trục tác dụng lên trục.

- Trục thứ hai được đỡ bằng hai ổ bi trong đó ổ bi kim được đặt ngay trong lỗ đầu trục thứ nhất, biện pháp này đảm bảo độ đồng tâm giữa hai trục và tiện lợi cho việc gài số truyền thẳng. Ổ bi thứ hai đặt ở vỏ hộp số. Trong các xe thường lắp hộp đo tốc độ ở đuôi trục thứ hai.

- Xu hướng phát triển thiết kế hộp số là sử dụng bộ đồng tốc với mọi tay số và do đó tất cả các bánh răng luôn luôn ăn khớp và thường sử dụng bánh có răng nghiêng. Riêng cặp bánh răng gài số 1 và số lùi được chế tạo là bánh răng răng thẳng.



## PHẦN II. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC KÍCH THƯỚC CỦA HỘP SỐ

### 1.1 Xác định tỉ số truyền của các tay số.

Tỉ số truyền của các tay số trong hộp số ta đã xác định được trong quá trình xác định số cấp số và tính toán các chỉ tiêu động lực học của xe. Với hộp số 5 cấp ta có các tỉ số truyền ứng với các tay số như sau:

Tỉ số truyền số 1: theo công thức(IV-1) “ĐK kéo” [2]

$$i_{h1} > \frac{G \cdot r_{bx} \cdot u_{\max}}{\eta_{t1} \cdot i_o \cdot M_{e\max}}$$

Với:

$i_o$ : tỉ số truyền của truyền lực chính      chọn       $i_o = 12$

$u_{\max}$ : hệ số cản chuyển động lớn nhất

Chọn  $u_{\max} = (f+i)_{\max} = 0,303$

$f = \left( \frac{32+v}{2800} \right)$       (với đường đố  $f=0,035$ )

$i = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 15^\circ = 0,268$

-  $r_{bx}$ : Bán kính làm việc trung bình của bánh xe (m);

$R_{bx} = r_o \cdot \delta = 0,408(\text{m})$

$r_o$ : bán kính thiết kế của bánh xe

$r_o = (B+d/2) \cdot 25,4 = (7+20/2) \cdot 25,4 = 431,8 \text{ (mm)}$

$\delta = 0,945$  hệ số kể đến sự biến dạng của lốp [5] (lốp có áp suất cao)

-  $M_{e\max}$ : Mô men lớn nhất của động cơ (N.m)       $M_{e\max} = 650(\text{N.m})$ ;

- G: Trọng lượng của xe (Kg)

$$G = 15025(N);$$

$\tilde{\eta}_{tl}$ : hiệu suất truyền lực. Chọn  $\tilde{\eta}_{tl} = 0,8$

$$\text{Ta có: } i_{h1} > \frac{G \cdot r_{bx} \cdot \psi_{\max}}{\eta_{tl} \cdot i_0 \cdot M_{e\max}} = \frac{15025 \cdot 10 \cdot 0,408 \cdot 0,303}{0,8 \cdot 12 \cdot 650} = 2,976$$

$$\text{Theo đk bam: } i_{h1} < \frac{G \cdot r_{bx} \cdot \varphi \cdot m}{\eta_{tl} \cdot i_0 \cdot M_{e\max}} = \frac{0,6 \cdot 15025 \cdot 0,8 \cdot 0,408}{0,8 \cdot 12 \cdot 650} = 4,715$$

Chọn tỉ số truyền  $i_{h1} = 4,5$

$$\text{tỉ số truyền lực chính sơ bộ là: } i_0 = \frac{55}{4,5} = 12,2$$

$$\text{Vậy } 2,976 < i_{h1} < 4,715$$

Nhằm nâng cao tính kinh tế nhiên liệu và tăng tuổi thọ của động cơ ta chọn số truyền cuối cùng của hộp số là  $i_{hn} = 1$

Chọn  $i_{hn} = 1$

$$i_{hk} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{(n-k)}}$$

[5] n-số cấp của hộp số

k-số thứ tự của số truyền

Thay số ta có:

$$+ \text{ Số 1: } i_{h1} = 4,5$$

$$+ \text{ Số 2: } i_{h2} = 3,09$$

$$+ \text{ Số 3: } i_{h3} = 2,12$$

$$+ \text{ Số 4: } i_{h4} = 1,456$$

$$+ \text{ Số 5: } i_{h5} = 1$$

Tỉ số truyền của số lùi được chọn trong khoảng  $i_L = (1,2-1,3)$

$$i_L = 5,4$$

## 1.2. Chọn vật liệu

Do điều kiện làm việc nặng nhọc, truyền lực lớn, tốc độ vòng quay lớn mà yêu cầu hộp số bé không quá lớn do vậy kích thước bánh răng yêu cầu nhỏ lại phải đảm bảo yêu cầu truyền momen lớn, làm việc không gây tiếng ồn.

Chọn vật liệu chế tạo bánh răng theo TKTTÔTÔ\_MáY Kéo:

Loại thép: 20X

Nhiệt luyện: thấm cacbon

Độ cứng : 46...53 HRC

$[\sigma_b] = 650 \text{ MPa}$

$[\sigma_{ch}] = 400 \text{ MPa}$

## 2. Tính toán các kích thước cơ bản của hộp số.

### 2.1. Tính sơ bộ khoảng cách giữa các trục: A

Vì hộp số ta thiết kế có trục cố định nên khoảng cách sơ bộ giữa các trục A được tính theo công thức:

$$A = a \cdot \sqrt[3]{M_{\text{emax}}} = 15 \cdot \sqrt[3]{650} = 129,9$$

Trong đó ta có:

- Mô men cực đại của động cơ  $M_{\text{emax}} = 650 \text{ (N.m)}$ .
- a: Hệ số kinh nghiệm, với xe tải sử dụng động cơ diesel ta chọn  $a = 15$  (Vat liệu đã được cải tiến hơn)

Thay số ta tính được:  $A = 129,9 \text{ (mm)}$ .

### Chọn mô đun của bánh răng: m

Khi chọn mô đun cho các bánh răng phải đảm bảo các yêu cầu:

- Bánh răng làm việc ít ồn

- Truyền mômen đều đặn, ăn khớp đúng mặc dù có sự sai lệch một ít về khoảng cách giữa đường tâm các bánh răng ăn khớp.

- Bánh răng phải đủ độ bền.



**Để đơn giản công nghệ chế tạo và sửa chữa nên chọn thống nhất với nhau mô đun các bánh răng**

Mô đun  $m$  của cặp bánh răng thẳng và  $m_n$  của cặp bánh răng nghiêng phụ thuộc vào mô men cực đại trên trục cấp  $M_t$ :

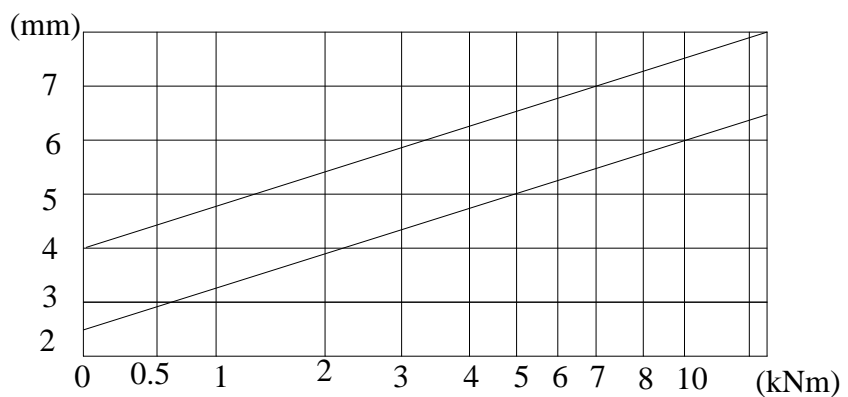
$$M_t = M_{e_{max}} \cdot i_{h1} \cdot \tilde{\alpha}_h = 650 \cdot 4,5 \cdot 0,96 = 2808 \text{ (Nm)} \quad [2]$$

$\tilde{\alpha}_h$  hiệu suất hộp số lấy trung bình là 0,96

**2.2. chọn bề rộng các bánh răng số**

Theo công thức kinh nghiệm ta chọn  $b=0,24A$  ;

Vậy  $b=31,03 \Rightarrow b=32$ ;



Hình 2: Đồ thị để chọn mô đun pháp tuyến của bánh răng hộp số

Dựa vào đồ thị và giá trị  $M_t$  ta chọn được mô đun  $m$ , kết hợp với các giá trị mô đun tiêu chuẩn ta chọn:  $m = 4$  (mm)

**2.3 Tính chính xác khoảng cách giữa các trục A.**

**Xác định số răng của các bánh răng.**

$$\text{Ta có : } Z_a + Z_a' = \frac{2.A \cos \beta}{m} = \frac{2.129,9.\sqrt{3}}{2.4} = 56,24$$

**Chọn tỉ số truyền của cặp bánh răng luôn ăn khớp:**

- $i_a = 2,2$  (Đối với hộp số ô tô hiện nay thường có giá trị ( $i_a = 1,6 \div 2,5$ ) [1])
- Ta chọn góc nghiêng của răng  $\beta = 30^0$ . (Đối với ô tô tải ( $\beta = 20 \div 30^0$ ))
- Số lượng răng  $Z_a$  của bánh răng chủ động của cặp bánh răng luôn ăn khớp chọn theo điều kiện không cắt chân răng.
- Số lượng răng  $Z_a'$  của bánh răng bị động của cặp bánh răng luôn ăn khớp được xác định theo công thức sau:

$$i_a = \frac{Z_a'}{Z_a} = 2,2$$

Ta có  $Z_a = 18$  (răng)

Chọn  $Z_a' = 38$  (răng)

$$\text{tỉ số truyền } i_a = \frac{Z_a'}{Z_a} = \frac{38}{18} = 2,111$$

Việc làm tròn số răng không những ảnh hưởng đến tỉ số truyền mà còn có thể làm thay đổi các khoảng cách trục A. Vì vậy ta phải tính lại khoảng cách trục A của tất cả các bánh răng ăn khớp. Công thức tính như sau:

$$A = \frac{m (Z_a + Z_a')}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{4 \cdot (18 + 38)}{2 \cdot 0,866} = 129,3 \text{ (mm)}. \quad [1]$$

- Vậy tỉ số truyền của các cặp bánh răng được gài ở các số truyền khác nhau của hộp số là:

$$i_{gn} = \frac{i_n}{i_a}$$

Trong đó:

+  $i_{gn}$ : Tỉ số truyền của các cặp bánh răng được gài ở số truyền thứ n ( $n=1 \div 4$ ), ta không tính cho số 5 vì đây là tay số truyền thẳng.

$$\text{Thay số lần lượt ta có: } i_{g1} = \frac{4,5}{2,11} = 2,13;$$

$$i_{g2} = \frac{3,09}{2,11} = 1,46 \quad i_{g3} = \frac{2,12}{2,11} = 1,004;$$

$$i_{g4} = \frac{1,456}{2,11} = 0,689; \quad i_{g5} = \frac{1}{2,11} = 0,473 ;$$

chọn tỉ số truyền số lùi là  $i_{gl} = 4,7$

ta có : 
$$i_{gl} = \frac{4,7}{2,11} = 2,226$$

### 2.3.2. tính toán số răng chủ động

Số răng của các cặp bánh răng dẫn động gài số khi khoảng cách trục A không đổi được tính như sau:

$$- Z_{gi} = \frac{2.A.\cos\beta a}{m(1+i_{gi})}$$

Thay số ta được:

$$Z_{g2} = 22,75; \quad Z_{g3} = 27,9; \quad Z_{g4} = 33,1$$

$$Z_{g1} = \frac{2.A.}{m(1+i_{g1})} = \frac{2.129,3}{4(1+2,13)} = 20,65$$

Vậy ta chọn

$$Z_{g1} = 21; \quad Z_{g2} = 23; \quad Z_{g3} = 28; \quad Z_{g4} = 33$$

$$Z_{gl} = 25$$

Để triệt tiêu lực dọc trục trên trục trung gian, cần phải xác định lại góc nghiêng răng của các bánh răng:

$$tg\beta_i = \frac{Z_i}{Z_a} tg\beta_a; \quad \text{Vậy } \tilde{\alpha}_i = \arctg \tilde{\alpha}_i$$

$$tg\beta_2 = \frac{18}{38} .0,577 = 0,349; \quad \tilde{\alpha}_2 = 19,26^\circ$$

$$tg\beta_3 = \frac{18}{38} .0,577 = 0,425; \quad \tilde{\alpha}_3 = 23^\circ$$

$$tg\beta_4 = \frac{18}{38} .0,577 = 0,501; \quad \tilde{\alpha}_4 = 26,6^\circ$$

Tính chính xác lại số răng của các bánh trên trục trung gian theo công thức:

$$Z_{gi} = \frac{2.A.\cos\beta_i}{m_n(1+i_{gi})}$$

$$Z_{g2} = \frac{2.129,3.0,944}{4(1+1,46)} = 24,8;$$

$$Z_{g3} = \frac{2.129,3.0,92}{4(1+1,004)} = 29,6;$$

$$Z_{g4} = \frac{2.129,3.0,894}{4(1+0,689)} = 34,22$$

Vậy chọn số răng bánh răng trên trục trung gian là:

$$Z_{g1} = 21; \quad Z_{g2} = 25; \quad Z_{g3} = 30; \quad Z_{g5} = 34; \quad Z_{gl} = 25;$$

Số răng của các bánh bị động trên trục thứ cấp theo công thức:

$$Z'_{gi} = Z_{gi} \cdot i_{gi}$$

$$Z'_{g1} = 21 \cdot 2,13 = 44,73 \quad \text{Chọn } Z'_{g1} = 44$$

$$Z'_{g2} = 25 \cdot 1,46 = 36,5 \quad \text{Chọn } Z'_{g2} = 37$$

$$Z'_{g3} = 30 \cdot 1,004 = 30,12 \quad \text{Chọn } Z'_{g3} = 31$$

$$Z'_{g4} = 34 \cdot 0,689 = 23,4. \quad \text{Chọn } Z'_{g4} = 23$$

- Vậy tỉ số truyền của hộp số, ta tính lại và được như sau:

$$i_{hn} = \frac{Z'_a}{Z_a} \cdot \frac{Z'_{gi}}{Z_{gi}}$$

Thay số ta được:

$$i_{h1} = \frac{38.44}{18.21} = 4,42$$

$$i_{h2} = \frac{38.37}{18.25} = 3,12$$

$$i_{h3} = \frac{38.31}{18.30} = 2,18$$

$$i_{h4} = \frac{38.23}{18.34} = 1,42$$

$$i_{h5} = 1$$

$$i_{hl} = 4,676$$

#### 2.4 Xác định lại góc nghiêng răng :

Để khoảng cách trục như nhau cho các cặp bánh răng ăn khớp ta cần điều chỉnh lại góc nghiêng răng của cặp bánh răng

$$\text{Góc nghiêng răng} \quad \cos \beta_i = \frac{m.Z_t}{2.A}; \quad \tilde{\alpha}_i = \arccos \tilde{\alpha}_i \quad [3]$$

Thay số ta có:

$$\tilde{\alpha}_2 = 16,46^\circ; \quad \tilde{\alpha}_3 = 19,35^\circ; \quad \tilde{\alpha}_4 = 28,15^\circ;$$

Theo tài liệu [2] đối với bánh răng trụ răng nghiêng ta không cần dịch chỉnh còn đối với bánh răng trụ răng thẳng ta cần dịch chỉnh. Vậy ta xác định hệ số dịch chỉnh:

**-Đối với bánh răng số 1 và số lùi ta cần dịch chỉnh**

Vì chọn như vậy nên có sự sai lệch khoảng cách trục giữa các cặp bánh răng gài số 1. Do đó ta cần phải giải quyết sự sai lệch bằng cách dịch chỉnh góc của các cặp bánh răng gài số 1:

- Xác định hệ số thay đổi khoảng cách trục  $\lambda_0$ :

$$\lambda_0 = \frac{(A_c - A_1)}{A_1} = \frac{129,3 - 130}{130} = -0,00538$$

- Với  $\lambda_0 = -0,00538$  tra bảng phụ lục 4 (Tài liệu: Đồ án môn học Thiết kế hộp số chính ô tô - máy kéo) ta tìm được hệ số dịch chỉnh tương đối  $\xi_0 = -0,00525$  góc ăn khớp  $\alpha_0 = 19^\circ 8'$ ;

- Hệ số dịch chỉnh tổng cộng  $\xi_t$ :

$$\xi_t = 0,5 \cdot \xi_0 \cdot (Z'_{g1} + Z_{g1}) = -0,17$$

- Phân chia hệ số dịch chỉnh  $\xi_t$  cho bánh răng  $Z'_{g1}$  và  $Z_{g1}$ :

$$\xi_t = \xi_1 + \xi_1'$$

hệ số dịch chỉnh  $\xi_1$  của bánh răng  $Z_{g1}$  và hệ số dịch chỉnh  $\xi_1'$  của bánh răng  $Z'_{g1}$  xác định

$$\xi_1 = \xi_1' = 0,085$$

+ Để đảm bảo truyền lực tốt, khi chọn  $\xi_1$  và  $\xi_1'$  cần thoả mãn điều kiện chiều dày răng ở đỉnh răng không được quá nhỏ:

$$S_{e1,2} \geq (0,2 \div 0,3) \cdot m$$

Ta có công thức tính chiều dày răng ở đỉnh  $S_1$  của bánh răng  $Z_{g1}$ , và  $S_1'$  của bánh răng  $Z'_{g1}$  như sau:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot \xi_1 \cdot m \cdot \text{tg} \alpha_0 = 6,515(\text{mm})$$

$$S_1' = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot \xi_1' \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 = 6,515(\text{mm})$$

Vậy thỏa mãn điều kiện chiều dày răng ở đỉnh răng không được quá nhỏ.

### 1 Xác định các thông số hình học cơ bản của bánh răng

Việc xác định các thông số hình học của từng cặp bánh răng được tính toán và lập thành các bảng, nhằm thuận tiện cho quá trình tính bền các bánh răng và thiết lập các bản vẽ của hộp số:

**Bảng II-1.** Thông số của cặp bánh răng trụ răng nghiêng luôn ăn khớp.

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Bánh răng nhỏ   Bánh răng lớn
1	Tỉ số truyền	$i$	$i = \frac{Z'_a}{Z_a} = 2,111$
2	Mô đun pháp	$m_n$	$m_n = 4 \text{ mm}$
3	Bước pháp tuyến	$t_n$	$t_n = \pi \cdot m_n = 12,56 \text{ mm}$
4	Góc nghiêng của răng	$\beta$	$\beta = 30^0$
5	Hướng răng		
6	Mô đun mặt đầu	$m_s$	$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} = 4,62 \text{ mm}$
7	Bước mặt đầu	$t_s$	$t_s = \pi \cdot m_s = 14,51 \text{ mm}$
8	Đường kính vòng chia	$d$	$d_a = m_s \cdot Z_a = 83,16 \text{ (mm)}$

			$d_a' = m_s \cdot Z_a' = 175,56 \text{ (mm)}$
9	Đường kính vòng đỉnh răng	$D_d$	$D_{da} = d_a + 2 \cdot m_n = 91,16 \text{ (mm)}$ $D_{da}' = d_a' + 2 \cdot m_n = 183,56 \text{ (mm)}$
10	Đường kính vòng chân răng	$D_c$	$D_{ca} = d_a - 2,5 \cdot m_n = 73,16 \text{ (mm)}$ $D_{ca}' = d_a' - 2,5 \cdot m_n = 165,56 \text{ (mm)}$
11	Chiều cao răng	$h$	$h = 2,25 \cdot m_n = 9 \text{ (mm)}$
12	Khoảng cách trục	$A$	$A = 129,3 \text{ (mm)}$
13	Chiều rộng vành răng	$B$	$B = (7,0 \div 8,6) \cdot m_n$ , chọn $B = 32 \text{ mm}$
14	Góc prôfin gốc	$\alpha$	$\alpha = \alpha_0 = 20^0$

**Bảng 3-2.** Cặp bánh răng trụ răng thẳng gear số 1 có dịch chỉnh góc

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Bánh răng nhỏ   Bánh răng lớn
(1)	(2)	(3)	(4)
1	Tỉ số truyền	$I$	$i = \frac{Z_1'}{Z_1} = 2,466$
2	Mô đun	$M$	$m = 4,0$
3	Bước răng	$T$	$t = \pi \cdot m = 12,56$
4	Góc prôfin	$\alpha_0$	$\alpha_0 = 20^0$
5	Bước cơ sở	$T_0$	$t_0 = t \cdot \cos \alpha_0 = 11,805$
6	Khoảng cách trục khi $\xi_t = 0$	$A_1$	$A = 0,5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_1') = 130 \text{ (mm)}$
7	Khoảng cách trục khi $\xi_t \neq 0$	$A_c$	$A_c = A \cdot (\lambda_0 + 1) = 129,3 \text{ (mm)}$

8	Hệ số thay đổi khoảng cách trục	$\lambda_0$	$\lambda_0 = \frac{A_c - A}{A} = -0,00538$
9	Hệ số dịch chỉnh tương đối	$\xi_0$	$\xi_0 = -0,00525$
10	Hệ số dịch chỉnh tổng cộng	$\xi_t$	$\xi_t = -0,17$
11	Hệ số dịch chỉnh của từng bánh răng		$\xi_1 = -0,085$ $\xi_1' = -0,085$
12	Độ dịch chỉnh ngược	$\Delta h_0$	$\Delta h_0 = \xi_t \cdot m - (A_c - A) = 0,02$
13	Đường kính vòng chia	D	$d_1 = m \cdot Z_1 = 84\text{mm}$ $d_1' = m \cdot Z_1' = 176\text{mm}$
14	Đường kính vòng đỉnh răng	$D_d$	$D_{d1} = d_1 + 2m + 2\xi_1 m - 2\Delta h = 92,64$ $D'_{d1} = 184,64\text{mm}$
(1)	(2)	(3)	(4)
15	Đường kính vòng chân răng	$D_c$	$D_{c1} = d_1 - 2,5m + 2\xi_1 m = 74,68\text{mm}$ $D'_{c1} = 166,68\text{mm}$
16	Đường kính vòng cơ sở	$d_0$	$d_{01} = d_1 \cdot \cos\alpha_0 = 79,36\text{mm}$ $d'_{01} = d_1' \cdot \cos\alpha_0 = 166,26\text{mm}$
17	Đường kính vòng khởi thủy	$d_K$	$d_{K1} = d_1(\lambda_0 + 1) = 84,45\text{mm}$ $d'_{K1} = d_1'(\lambda_0 + 1) = 176,94\text{mm}$
18	Chiều cao răng	h	$h = 2,25 \cdot m - \Delta h_0 = 8,96\text{mm}$
19	Chiều rộng vành răng	B	$B = (7,0 \div 8,6) \cdot m$ , chọn $B = 41\text{mm}$
20	Chiều dày răng trên vòng chia	S	$S_1 = 6,51\text{mm}$ $S_1' = 6,51\text{mm}$
21	Hệ số trùng khớp	$\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{e_1 \cdot h_{d1} + e_1' \cdot h'_{d1}}{t} = 1,18$



22	Góc ăn khớp	$\alpha$	$\alpha = 19^{\circ}8'$
----	-------------	----------	-------------------------

**Bảng II-3.** Thông số của cặp bánh răng trụ răng nghiêng gài số 2.

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Bánh răng nhỏ   Bánh răng lớn
1	Tỉ số truyền	$i$	$i = \frac{Z'_2}{Z_2} = 1,48$
2	Mô đun pháp	$m_n$	$m_n = 4 \text{ mm}$
3	Bước pháp tuyến	$t_n$	$t_n = \pi \cdot m_n = 12,56 \text{ mm}$
4	Góc nghiêng của răng	$\beta$	$\beta = 16,46^{\circ}$
5	Hướng răng		
6	Mô đun mặt đầu	$m_s$	$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} = 4,17 \text{ mm}$
7	Bước mặt đầu	$t_s$	$t_s = \pi \cdot m_s = 13,09 \text{ mm}$
8	Đường kính vòng chia	$d$	$d_2 = m_s \cdot Z_2 = 104,27 \text{ (mm)}$ $d_2' = m_s \cdot Z_2' = 154,29 \text{ (mm)}$
9	Đường kính vòng đỉnh răng	$D_d$	$D_{d2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 112,27 \text{ (mm)}$ $D_{d2'} = d_2' + 2 \cdot m_n = 162,29 \text{ (mm)}$
10	Đường kính vòng chân răng	$D_c$	$D_{c2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 94,27 \text{ (mm)}$ $D_{c2'} = d_2' - 2,5 \cdot m_n = 144,29 \text{ (mm)}$
11	Chiều cao răng	$h$	$h = 2,25 \cdot m_n = 9 \text{ (mm)}$
12	Khoảng cách trục	$A$	$A = 129,3 \text{ (mm)}$

13	Chiều rộng vành răng	B	$B=(7,0\div 8,6).m_n$ , chọn B = 32 mm
14	Góc prôfin góc	$\alpha$	$\alpha = \alpha_0 = 20^0$

**Bảng II- 4.** Thông số của cặp bánh răng trụ răng nghiêng gear số 3.

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Bánh răng nhỏ   Bánh răng lớn
1	Tỉ số truyền	i	$i = \frac{Z'_3}{Z_3} = 1,033$
2	Mô đun pháp	$m_n$	$m_n = 4 \text{ mm}$
3	Bước pháp tuyến	$t_n$	$t_n = \pi. m_n = 12,56 \text{ mm}$
4	Góc nghiêng của răng	$\beta$	$\beta = 19,35^0$
5	Hướng răng		
6	Mô đun mặt đầu	$m_s$	$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} = 4,24 \text{ mm}$
7	Bước mặt đầu	$t_s$	$t_s = \pi. m_s = 13,32 \text{ mm}$
8	Đường kính vòng chia	d	$d_3 = m_s. Z_3 = 127,2 \text{ (mm)}$ $d_3' = m_s. Z_3' = 131,44 \text{ (mm)}$
9	Đường kính vòng đỉnh răng	$D_d$	$D_{d3} = d_3 + 2.m_n = 135,2 \text{ (mm)}$ $D_{d3'} = d_3' + 2.m_n = 139,44 \text{ (mm)}$
10	Đường kính vòng chân răng	$D_c$	$D_{c3} = d_3 - 2,5.m_n = 117,2 \text{ (mm)}$ $D_{c3'} = d_3' - 2,5.m_n = 121,44 \text{ (mm)}$

11	Chiều cao răng	h	$h = 2,25 \cdot m_n = 9 \text{ (mm)}$
12	Khoảng cách trục	A	$A = 129,3 \text{ (mm)}$
13	Chiều rộng vành răng	B	$B = (7,0 \div 8,6) \cdot m_n$ , chọn $B = 32 \text{ mm}$
14	Góc pôfin góc	$\alpha$	$\alpha = \alpha_0 = 20^0$
15	Hệ số dịch chỉnh x	x	$x=0 \text{ (mm)}$

**Bảng II- 5.** Thông số của 2 bánh răng trụ răng nghiêng gear số 4

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Bánh răng nhỏ   Bánh răng lớn
1	Tỉ số truyền	i	$i = \frac{Z'_4}{Z_4} = 0,676$
2	Bước răng	t	$t = \pi \cdot m = 12,56 \text{ mm}$
3	Mô đun	m	$m = 4 \text{ mm}$
4	Góc nghiêng răng	$\tilde{\alpha}$	$\tilde{\alpha} = 28,15^0$
5	Mô đun mặt đầu	$m_s$	$m_s = \frac{m \cdot n}{\cos \beta} = 4,545 \text{ mm}$
6	Bước mặt đầu	$t_s$	$t_s = \pi \cdot m_s = 14,27 \text{ mm}$
7	Đường kính vòng chia	d	$D_4 = m_s \cdot Z_4 = 154,53 \text{ (mm)}$ $d_4' = m_s \cdot Z_4' = 104,53 \text{ (mm)}$
8	Đường kính vòng đỉnh răng	$D_d$	$D_{d4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 162,53 \text{ (mm)}$ $D_{d4}' = d_4' + 2 \cdot m_n = 112,53 \text{ (mm)}$

9	Đường kính vòng chân răng	$D_c$	$D_{c4}=d_4-2,5.m_n= 144,53$ (mm) $D_{c4}'=d_4'-2,5.m_n= 94,53$ (mm)
10	Chiều cao răng	$h$	$h= 2,25. m = 9$ (mm)
11	Chiều cao chân răng	$h_c$	$h_{cgl} = h'_{cl} = 1,25.m = 5$ (mm)
12	Khoảng cách trục	$A$	$A = 129,3$ (mm)
13	Chiều rộng vành răng	$B$	$B=(7,0\div 8,6).m_n$ , chọn $B = 32$ mm
14	Góc pôfin góc	$\alpha_0$	$\alpha_0 = 20^0$

**Bảng II- 6.** Thông số của bánh răng trụ răng thẳng số lùi

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Thông số bánh răng
1	Bước răng	$t$	$t = \pi.m = 12,56$ mm
2	Mô đun	$m$	$m = 4$ mm
3	Góc nghiêng răng	$\tilde{\alpha}$	$\tilde{\alpha}=0^0$
4	Số răng	$Z$	$Z_1 = 20$
5	Đường kính vòng chia	$d$	$d_1 = m. Z_1 = 100$ (mm)
6	Đường kính vòng đỉnh răng	$D_d$	$D_1 = d_1+2.m = 108$ (mm)
7	Đường kính vòng chân răng	$D_c$	$D_{c1} = d_1-2,5.m = 90$ (mm)
8	Chiều cao răng	$h$	$h_1 = 2,25. m = 9$ (mm)
9	Chiều dày răng trên vòng tròn chia	$S$	$S_1 = 0,5.t = 6,28$ (mm)
10	Chiều rộng vành răng	$B$	$B=(4,4\div 7).m$ , chọn $B = 42$ mm

11	Góc prôfin gốc	$\alpha_0$	$\alpha_0 = 20^0$
12	Góc prôfin răng	$\alpha_t$	

### PHẦN III: KIỂM TRA BỀN HỘP SỐ.

#### I. Chế độ tải trọng để tính bền hộp số.

1. Mô men truyền đến các trục hộp số.

2. Bảng III-1. Công thức tính mô men truyền đến các trục hộp số.

Stt	Tên gọi	Trị số mô men (N.m)
		Từ động cơ truyền đến
1	Trục sơ cấp	$M_S = M_{emax} = 650$
2	Trục trung gian	$M_{tg} = M_{emax} \cdot i_a = 1372,22$
3	Trục thứ cấp	$M_{tc1} = M_{emax} \cdot i_{h1} = 2944,5$
	Số 1	$M_{tc2} = M_{emax} \cdot i_{h2} = 2028$
	Số 2	$M_{tc3} = M_{emax} \cdot i_{h3} = 1417$
	Số 3	$M_{tc4} = M_{emax} \cdot i_{h4} = 923$
	Số 4	$M_{tc5} = M_{emax} \cdot i_{h5} = 650$
	Số 5	

Ta tính giá trị của mô men truyền từ động cơ đến các chi tiết đang tính và mô men tính theo bánh răng truyền đến theo các công thức đã có ở bảng III-1.

#### 3. Lực tác dụng lên các cặp bánh răng.

Áp dụng các công thức tính lực tác dụng lên các cặp bánh răng (Bảng III-2) ta sẽ tính được giá trị của các lực này đối với từng cặp bánh răng.

**Bảng III-2.** Công thức tính lực tác dụng lên các cặp bánh răng.

Stt	Tên gọi	Kí hiệu	Bánh răng thẳng	Bánh răng nghiêng
1	Lực vòng	$P_i$	$P_i = \frac{2.M_t}{Z.m}$	$P_i = \frac{2.M_t}{Z.m_s}$

2	Lực hướng kính	$R_i$	$R_i = P_i \cdot \text{tg}\alpha$	$R_i = P_i \cdot \frac{\text{tg}\alpha}{\cos\beta_i}$
3	Lực chiều trục	$Q_i$	$Q_i = 0$	$Q_i = P_i \cdot \text{tg}\beta_i$

- $Z$ : Là số răng của bánh răng đang tính.
- $M_t$ : Mô men tính toán trên các trục hộp số
- $m_s$ : Mô men mặt đầu (bảng thông số hình học của bánh răng).
- $\alpha$ : Góc pôfin gốc (bảng thông số hình học của bánh răng).
- $\beta$ : Góc nghiêng của răng (bảng thông số hình học của bánh răng).

Với mỗi cặp bánh răng ta chọn số răng  $Z$  và mô men tính toán  $M_t$  như sau:

- Đối với cặp bánh răng trụ răng nghiêng luôn luôn ăn khớp ta chọn tính cho bánh răng chủ động với  $Z_a = 18$ , nằm trên trục sơ cấp nên  $M_t = M_{Sc}$ .
- Đối với cặp bánh răng trụ răng thẳng gài số 1 ta chọn tính cho bánh răng chủ động có  $Z_{g1} = 20$ , nằm trên trục trung gian nên  $M_t = M_{tg}$ .
- Đối với cặp bánh răng trụ răng nghiêng gài số 2 ta chọn tính cho bánh răng chủ động có  $Z_{g2} = 25$ , nằm trên trục trung gian nên  $M_t = M_{tg}$ .
- Đối với cặp bánh răng trụ răng nghiêng gài số 3 ta chọn tính cho bánh răng chủ động có  $Z_{g3} = 30$ , nằm trên trục trung gian nên  $M_t = M_{tg}$ .

Đối với cặp bánh răng trụ răng nghiêng gài số 5 ta chọn tính cho bánh răng chủ động có  $Z_{g4} = 34$ , nằm trên trục trung gian nên  $M_t = M_{tg}$ . Các thông số còn lại ta lấy trong bảng các thông số hình học của cặp bánh răng tương ứng.

Mô men bánh răng truyền thẳng là :  $M_t = 650$

Mô men của trục trung gian là :  $M_{ttg} = 650 \cdot 2,111 = 1372,2$

St t	Tên gọi	Lực vòng P(N)	Lực hướng kính R(N)	Lực chiều trục Q(N)
1	Cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp	$P_a =$ 15618,59	$R_a =$ 6492,7	$Q_a =$ 9011,9
2	Cặp bánh răng gài số 1	$P_1 =$ 32654,7	$R_1 =$ 11870,5	$Q_1 =$ 0
3	Cặp bánh răng gài số 2	$P_2 =$ 26287,8	$R_2 =$ 9977,9	$Q_2 =$ 7754,9
4	Cặp bánh răng gài số 3	$P_3 =$ 21561,1	$R_3 =$ 4967,7	$Q_3 =$ 7546,3
5	Cặp bánh răng gài số 4	$P_4 =$ 17691,1	$R_4 =$ 7317,6	$Q_4 =$ 9464,7
6	Cặp bánh răng gài số lùi	$P_1 =$ 27444,1	$R_1 =$ 9989,76	$Q_1 =$ 0

**Bảng III-3.** Giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng của hộp số

## II. Tính toán trục hộp số.

Qua bảng 4-3, ta nhận thấy các lực tác dụng lên cặp bánh răng gài số 1 là lớn nhất so với các cặp bánh răng gài số khác (không tính đến số lùi). Bởi vậy để tính toán sức bền trục ta sẽ tính trục đang làm việc ở tay số 1.

### 1. Chọn sơ bộ kích thước các trục.

Kích thước các trục hộp số được chọn sơ bộ như sau:

- Đường kính trục sơ cấp:

$$d_1 = 9,3 \sqrt{M_{emax}} = 77,96 \text{ (mm)}.$$

chọn  $d_1 = 62$

- Đường kính trục trung gian :  $d_2 = 0,45.A = 58,18 \text{ (mm)}$ . chọn  $d_2 = 58 \text{ (mm)}$ ;

Đường kính trục thứ cấp :  $d_3 = 0,45.A = 58,18 \text{ (mm)}$ . chọn  $d_3 = 44 \text{ (mm)}$

Đường kính khi lắp bánh răng dy trượt là:  $d_3' = 58$

- Chiều dài trục sơ cấp và trung gian:  $d/l = 0,16 \pm 0,18$  ; chọn  $l_2 = 550 \text{ (mm)}$



- Chiều dài trục thứ cấp:  $d/l=0,16\text{ũ}0,18$  ; chọn  $l_{tc} = 610(\text{mm})$   
 Với  $M_{\text{emax}}$  là mô men xoắn lớn nhất của động cơ,  $M_{\text{emax}} = 650 (\text{N.m})$ .

## 2. Chọn sơ bộ kích thước các ổ bi đỡ trục và chiều dài hộp số:

- ổ bi đỡ trục sơ cấp:

$$d \times D \times B \approx 0,3.A \times 0,9.A \times 0,22.A = 51,6 \times 28,46 = 58 \times 112 \times 28$$

- ổ bi đỡ phía sau trục thứ cấp:

$$d \times D \times B \approx 0,4.A \times 0,9.A \times 0,22.A = 51,72 \times 116,37 \times 28,46 = 52 \times 112 \times 28$$

- ổ bi đỡ đầu trước trục trung gian:

$$d \times D \times B \approx 0,3.A \times 0,65.A \times 0,2.A = 38,7 \times 84,05 \times 25,86 = 38 \times 112 \times 28$$

- ổ bi đỡ đầu sau trục trung gian:

$$d \times D \times B \approx 0,32.A \times 0,72.A \times 0,2.A = 41,28 \times 93,1 \times 25,86 = 42 \times 112 \times 28$$

Cổ trục thứ cấp tựa lên trục sơ cấp:

$$d \approx 0,23.A = 29,74 \Rightarrow d = 30$$

với:

D-đường kính ngoài ổ bi

d-đường kính trong ổ bi

B-bề rộng ổ bi

$$\text{Chiều rộng vành răng: } b = 0,22.A = 28,46 = 28$$

$$\text{Chiều rộng ổ bi: } B = (0,2\text{ũ}0,22).A = 28,46 = 28$$

## 2.2. kiểm bền trục:

\* Tính trục

Sơ đồ lực vòng và góc xoay các trục: (số 1)

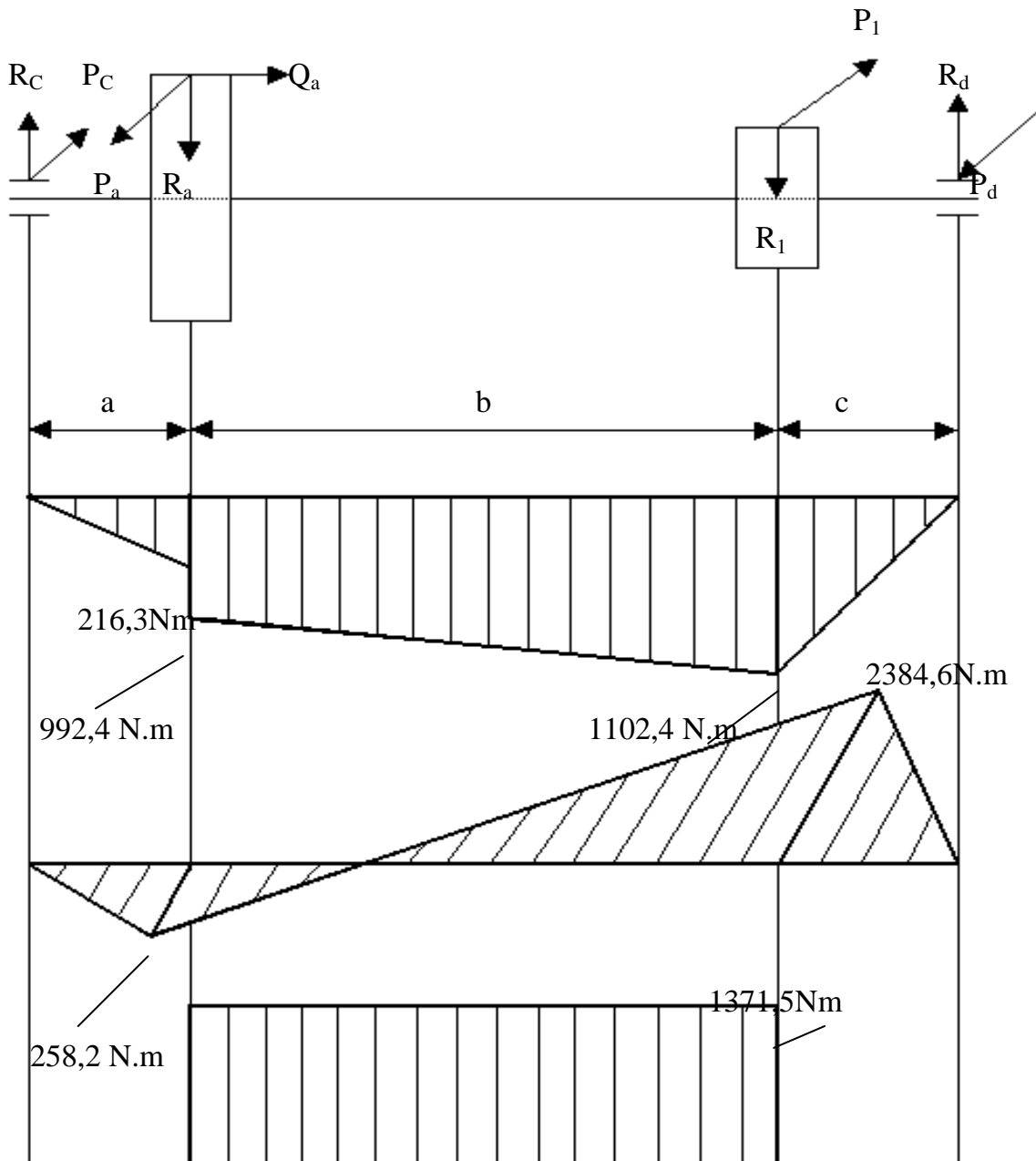
+trong mặt phẳng ZOX

+trong mặt phẳng ZOY

Hộp số là một bộ phận yêu cầu cần nhỏ gọn, không quá cồng kềnh do vậy khi tính toán không để chiều dài trục quá dài, kích thước trục quá lớn mà vẫn đảm bảo hệ số an toàn của trục và khả năng làm việc tốt trong quá trình ô tô làm việc .

Ta có bảng khoảng cách các điểm đặt lực:

Số	a	b	c
1	32	350	95



**Hình 14.** Sơ đồ đặt lực và biểu đồ mô men của trục trung gian ở

\* Tính phản lực tại các gối đỡ:

Xét mô men tại điểm C theo phương y (phương của lực R):

$$\sum M_{Cy} = R_a \cdot a + Q_a \cdot r_a + R_1 \cdot (a+b) - R_d \cdot (a+b+c) = 0$$

$$\Rightarrow R_d = \frac{R_a \cdot a + Q_a \cdot r_a + R_1 \cdot (a+b)}{a+b+c} = 11603,9$$

$$\sum R_y = R_c + R_d - R_1 - R_a = 0$$

$$\Rightarrow R_c = R_a + R_1 - R_d = 6759,1$$

Xét mô men tại điểm C theo phương x (phương của lực P):

$$\sum M_{Cx} = P_a \cdot a - P_1 \cdot (a+b) + P_d \cdot (a+b+c) = 0$$

$$\Rightarrow P_d = \frac{P_1 \cdot (a+b) - P_a \cdot a}{a+b+c} = 25102,8$$

$$\sum P_x = P_c + P_1 - P_a - R_d = 0$$

$$\Rightarrow P_c = P_a + P_d - P_1 = 8066,8$$

Thay số ta có:

+ Phản lực tại gối C:  $R_c = 6759,1$  (N);  $P_c = 8066,8$ (N).

+ Phản lực tại gối D:  $R_d = 11603,9$  (N);  $P_d = 25102,8$  (N).

\* Sau khi xác định được phản lực tại các ổ đỡ ta vẽ được biểu đồ nội lực của trục (Hình 14). Qua biểu đồ nội lực ta nhận thấy trên trục có 2 mặt cắt nguy hiểm đó là mặt cắt tại điểm lắp bánh răng luôn ăn khớp và mặt cắt tại điểm bánh răng liền trục.

#### a. Tính trục theo độ bền uốn.

Tại các tiết diện nguy hiểm, ứng suất uốn được xác định bằng công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad (1)$$

Trong đó:

- $W_u$ : Mô men chống uốn, vì trục đặc nên ta có  $W_u = 0,1 \cdot d^3 = 19511,2(\text{mm}^3)$
- $M_u$ : Mômen uốn tổng hợp tại tiết diện nguy hiểm của trục,  $M_u$  được xác định theo công thức:

$$M_u = \sqrt{M_n^2 + M_d^2} \quad (2)$$

Với:

- $M_n$ : Mô men uốn trong mặt phẳng ngang (yox).
- $M_d$ : Mô men uốn trong mặt phẳng thẳng đứng (zox).

- Mặt cắt tại điểm lắp bánh răng luôn luôn ăn khớp.

$$M_{uy} = R_c \cdot a + Q_a \cdot r_a' = 992,4 \text{ (N.m)}$$

$$M_{ux} = P_c \cdot a + P_a \cdot r_a' = 258,2 \text{ (N.m)}$$

Thay số vào công thức (2) ta có  $M_u = 1025,4 \text{ (N.m)}$ .

Thay số vào công thức (1) ta có  $\sigma_u = 52,55 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ ; (Với  $d=d_{tb}=58 \text{ (mm)}$ ).

- Mặt cắt tại điểm có bánh răng liền trục (chủ động số 1).

$$M_{uy} = R_d \cdot c = 1102,4 \text{ (N.m)}$$

$$M_{ux} = P_d \cdot c = 2384,6 \text{ (N.m)}$$

Thay số vào công thức (2) ta có  $M_u = 2627,09 \text{ (N.m)}$ .

Thay số vào công thức (1) ta có  $\sigma_u = 124,6 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

(Ở đây bánh răng số 1 được chế tạo liền với trục, do đó  $d = d_1 = 58 \text{ (mm)}$ ).

Vậy ứng suất uốn tại hai mặt cắt nguy hiểm đều thỏa mãn điều kiện:

$$\sigma_u \leq [\sigma_u] = 160 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

### \*Tinh trục theo ứng suất xoắn

Theo công thức

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} < [\tau_x]$$

Trong đó

- $M_x$  là momen xoắn của trục trung gian .  $M=1371,5 \text{ (N.m)}$

- $W_x$  là momen chống xoắn :với trục đặc  $W_x=0,2 \cdot d^3$

$$W=39022,4 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Vậy ứng suất xoắn:  $\tau_x = 35,14 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\tau_x]$

Vậy thỏa mãn ứng suất cho phép

Vậy ứng suất uốn và xoắn tổng hợp được tính bằng công thức:

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_x^2} \leq [\sigma_{th}]$$

- Ứng suất tổng hợp tại mặt cắt lắp bánh răng luôn luôn ăn khớp.

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_x^2} = 87,75 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

- Ứng suất xoắn trục tại mặt cắt chứa bánh răng số 1.

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_x^2} = 143,05 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

Vậy ứng suất xoắn của trục tại hai mặt cắt nguy hiểm đều thỏa mãn điều kiện:

$$\sigma_{th} \leq [\sigma_{th}] = 160 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

### III) Tính bền bánh răng.

#### 1. Tính sức bền uốn

Để tính toán sức bền uốn của các bánh răng ta áp dụng công thức thực nghiệm sau:

$$\sigma_u = K_d \times K_{ms} \times K_c \times K_{tp} \times K_{gc} \times \frac{P}{b \times \pi \times m_{ntb} \times y \times K_\beta} \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad [1]$$

Trong đó:

- P: Lực vòng tác dụng lên chi tiết cần tính (MN) (Bảng III-3).
- b: Chiều rộng vành răng (m) (Xem bảng thông số hình học của cặp bánh răng tương ứng).
- $m_{ntb}$ : Môđun pháp tuyến ở tiết diện trung bình (m) (Lấy trong các bảng thông số hình học của cặp bánh răng tương ứng).
- + y là hệ số dạng răng phụ thuộc vào hệ số dịch chỉnh, cần tính số răng tương đương:

$$Z_{tdi} = \frac{Z_i}{\cos^3 \beta_i}$$

$$Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_2} = 328,34$$

$$Z_{td3} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta_3} = 35,79$$

$$Z_{td4} = \frac{Z_4}{(\cos^3 \beta_4)} = 50,24$$

$$Z'_{tda} = \frac{Z_a}{\cos^3 \beta_\alpha} = 27,69$$

$$Z'_{tda} = \frac{Z'_a}{\cos^3 \beta_\alpha} = 58,46$$

$$Z'_{td1} = \frac{Z'_1}{\cos^3 \beta_1} = 44$$

$$Z'_{td2} = \frac{Z'_2}{\cos^3 \beta_2} = 41,95$$

$$Z'_{td3} = \frac{Z'_3}{\cos^3 \beta_3} = 35,78$$

$$Z'_{td4} = \frac{Z'_4}{\cos^3 \beta_4} = 33,82$$

Xác định theo đồ thị (giáo trình thiết kế và tính toán ô tô)

$$y_1 = 0,122 ;$$

$$y_2 = 0,131 ;$$

$$y_3 = 0,138 ;$$

$$y_4 = 0,141 ;$$

$$y'_1 = 0,137 ;$$

$$y'_2 = 0,134 ;$$

$$y_3' = 0,131 ; \quad y_4' = 0,124; \quad y_R = 0,126;$$

$$y_{R'} = 0,143 ; \quad y_a = 0,128 ; \quad y_a' = 0,137 ;$$

- $K_d$ : Hệ số tải trọng động bên ngoài, với xe khách ta chọn  $K_d = 2$ .
- $K_{ms}$ : Hệ số tính đến ma sát
  - + Đối với bánh răng chủ động :  $K_{ms} = 1,1$
  - + Đối với bánh răng bị động :  $K_{ms} = 0,9$
- $K_c$ : Hệ số tính đến độ cứng vững và phương pháp lắp bánh răng lên trục.
  - + Đối với bánh răng công-xôn ở trục sơ cấp:  $K_c = 1,2$
  - + Đối với bánh răng di trượt ở trục thứ cấp:  $K_c = 1,1$
  - + Đối với bánh răng luôn luôn ăn khớp:  $K_c = 1,0$
- $K_{tp}$ : Hệ số tính đến tải trọng động phụ do sai số lắp các bước răng khi gia công gây nên (số truyền thấp ta chọn giá trị nhỏ)  $K_{tp} = 1,1 \div 1,3$   
 chọn  $K_{tp} = 1,1$
- $K_{gc}$ : Hệ số tính đến ứng suất tập trung ở các góc lượn của răng (do phương pháp gia công gây nên). Góc lượn được mài, chọn  $K_{gc} = 1,0$
- $K_\beta$ : Hệ số tính đến ảnh hưởng của độ trùng khớp hướng chiều trục đối với sức bền của răng.

- + Đối với bánh răng trụ răng thẳng:  $K_\beta = 1,0$
- + Đối với bánh răng trụ răng nghiêng

tính hệ số  $K_\beta = 1/\delta_a$ ; với  $\delta_a = [1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)] \cos \alpha$  [3] Với:  $K_\beta = 0,6$

Sau khi chọn hệ số k, công thức ứng suất uốn của bánh răng được tính theo:

$$\sigma_u = \frac{0,24.P}{b.m_n.y} \text{ (đối với răng trụ răng nghiêng)}$$

$$\sigma_u = \frac{0,36.P}{b.m_n.y} \text{ (đối với răng trụ răng thẳng)}$$

Thay số vào công thức trên ta được

$$\sigma_{u1} = 843,1 (\text{MN/m}^2)$$

$$\sigma_{u3} = 312,4 (\text{MN/m}^2)$$

$$\sigma_{u2} = 401,34 (\text{MN/m}^2)$$

$$\sigma_{u4} = 250,93 (\text{MN/m}^2)$$

$$\sigma_{ua} = 121,05 (\text{MN/m}^2)$$

$$\sigma_{uR} = 708,2 (\text{MN/m}^2)$$

$$\sigma_u < [\sigma_u] \text{ . trong đó}$$

$$[\sigma_u] = (350 \div 850) (\text{MN/m}^2) \text{ đối với bánh răng số I và số II}$$

$[\sigma_u] = (150 \div 400) \text{ (MN/m}^2\text{)}$  đối với bánh răng số III và số IV

$[\sigma_u] = (300 \div 1200) \text{ (MN/m}^2\text{)}$  đối với bánh răng số lùi

Như vậy các bánh răng đều thỏa mãn điều kiện  $\sigma_u < [\sigma_u]$ .

Vậy hệ số an toàn là :  $K=(1,5-2)$  bánh răng đủ điều kiện bền

## 2. Tính sức bền tiếp xúc

Các cặp bánh răng ăn khớp với nhau được chế tạo cùng một vật liệu nên ta sử dụng công thức sau để tính ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \cdot \cos \beta \sqrt{\frac{P \cdot E}{b' \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)} \text{ (MN/m}^2\text{)}. \quad [1]$$

Trong đó:

- $\beta$ : Góc nghiêng của răng
- P: Lực vòng (MN) (Bảng III-3).
- E: Môđun đàn hồi, đối với thép ta có  $E = 0,2 \text{ MN/m}^2$ .
- $\alpha$ : Góc ăn khớp.
- $r_1, r_2$ : Bán kính vòng lăn của bánh răng chủ động và bánh răng bị động (m)
- $b'$ : Chiều dài tiếp xúc của răng (m)

Ta có

$$\sigma_{tx1} = 0,418 \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{\frac{P_1}{b \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1}\right)} \cdot \sqrt{E} = 2379,5 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\sigma_{tx2} = 0,418 \cdot \cos \beta_2 \cdot \sqrt{\frac{P_2}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2}\right)} \cdot \sqrt{E} = 1963,23 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\sigma_{tx3} = 0,418 \cdot \cos \beta_3 \cdot \sqrt{\frac{P_3}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_3} + \frac{1}{r_3}\right)} \cdot \sqrt{E} = 1708,7 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\sigma_{tx4} = 0,418 \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{\frac{P_4}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_4} + \frac{1}{r_4}\right)} \cdot \sqrt{E} = 1477,86 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\sigma_{txa} = 0,418 \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{\frac{P_a}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_a} + \frac{1}{r_a}\right)} \cdot \sqrt{E} = 936,2 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\sigma_{txR} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_R}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{r_R} + \frac{1}{r_R}\right)} \cdot \sqrt{E} = 1724,5 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$$\sigma_{tx1}, \sigma_{tx2}, \sigma_{tx3} < [\sigma_{tx}] = 1000 \div 2500 \text{ MN/m}^2. \text{ (răng nghiêng)}$$

$$\sigma_{txR} < [\sigma_{tx}] = 1500 \div 3000 \text{ MN/m}^2 \text{ (răng thẳng)}$$

Với việc chọn vật liệu các cặp bánh răng hộp lí ta thấy ứng suất tiếp xúc sẽ không vượt quá ứng suất tiếp xúc cho phép với hệ số an toàn cho phép

#### 4. Phương án dẫn động hộp số

Cơ cấu gài số của hộp số giúp di chuyển các bánh răng của hộp số hoặc di chuyển bộ đồng tốc khi gài số hoặc nhả số. Cơ cấu sang số của hộp số gồm: cần số, ống trượt, càng sang số, lò xo định vị, chốt hãm và khoá bảo hiểm số lùi.

Cần số trên làm nhỏ và to dần ở đầu dưới theo dạng hình cầu lắp qua lỗ ở hộp số. Để tránh cần số xoay lung tung khi sang số nên ở cần số ta có bố trí chốt hãm. ở nắp hộp số ta khoan các lỗ để lắp ống trượt, trên ống trượt ta lắp càng sang số và đầu gạt số. Đầu dưới cần số cắm vào lỗ khuyết ở đầu gạt số. Càng sang số có thể di động trong rãnh lõm của các bánh răng di động và bộ đồng tốc. Muốn sang số, ta đẩy đầu cuối trên cần số vào vị trí nhất định, đầu cuối dưới cần số qua đầu gạt di chuyển ống trượt cùng với càng sang số và bánh răng gài số vào số cần thiết. Để giữ các bánh răng của hộp số ở đúng vị trí gài số hay vị trí trung gian ở cần số có lắp khoá hãm.

Khóa hãm gồm có hòn bi với lò xo nằm trong rãnh ở nắp hộp số. Trên con trượt có nhiều lỗ khuyết, số lượng lỗ khuyết đó tương ứng với số lượng số cần gài bởi ống trượt và có một rãnh dành cho vị trí trung gian.

ở vị trí gài số hay vị trí trung gian, dưới tác động của lò xo, hòn bi di chuyển vào chỗ lõm và hãm ống trượt ở vị trí nhất định. Để di chuyển ống trượt khi sang số cần phải có một lực đủ để kéo hòn bi ra khỏi chỗ lõm.

Trong khi sang số, đầu dưới cần số có thể lắp vào chỗ nối của hai đầu gạt số, do đó sẽ di chuyển hai ống trượt cùng một lúc, và như vậy sẽ gài 2 số một lúc. Để ngăn ngừa việc gài hai số cùng một lúc có thể làm gãy răng ta có bố trí các chốt hãm. Chốt hãm chế tạo theo dạng hình tròn hoặc thoi dài, lắp vào trong rãnh ở giữa các ống trượt. ở các ống trượt có khoan các chỗ lõm đối diện với rãnh của chốt hãm khi chúng ở vị trí tương ứng với vị trí trung gian. Chiều dài thân cái hãm hoặc tổng số đường kính của hai hòn bi bằng khoảng cách giữa các ống trượt cộng với một chỗ lõm. Việc di chuyển một trong các ống



trượt không thể thực hiện được chừng nào một phần hòn bi hay đầu cuối của thân khoá hãm chưa nằm gọn vào lỗ lõm của ống trượt bên cạnh và chưa được hãm lại.

Để ngăn ngừa tình trạng vào nhầm số lùi khi đang đi số tiến, ở cần số ta có lắp khoá bảo hiểm số lùi, khoá bảo hiểm gồm có piston với lò xo lắp ở đầu gạt số. Khi muốn sang số lùi ta cần dùng một lực lớn để đẩy cần số.

## KẾT LUẬN:

Đồ án môn học này đã hoàn thành được các nhiệm vụ tính toán và thiết kế đề ra dựa trên các thông số về kích thước và tải trọng của xe tham khảo MAZ-500A (Xe tải hạng nặng).

Giải quyết được mục đích chính của Đồ án là thiết kế hộp số trên cơ sở tính toán tối ưu động lực học của xe, nhằm đưa ra được hộp số có kết cấu và tính công nghệ phù hợp. Nghĩa là vừa đảm bảo được những yêu cầu cần thiết của hộp số, phù hợp với điều kiện vận hành vừa đảm bảo được tính tối ưu trong kết cấu nhằm giảm được khối lượng công việc trong gia công chế tạo.

Các trục và các cặp bánh răng trong hộp số được tính chọn và kiểm tra bền đều thoả mãn điều kiện làm việc. Do đề tài yêu cầu kiểm nghiệm bánh răng và trục nên vẫn chưa kiểm nghiệm các chi tiết khác như : đồng tốc, ổ lăn...

Bên cạnh quá trình tính toán Đồ án còn đưa ra các bản vẽ nhằm minh họa một cách sinh động cho quá trình thiết kế và tính toán hộp số, một bản vẽ Ao về kết cấu và một bản vẽ chi tiết A4 phục vụ cho quá trình sản xuất và chế tạo.

Tuy nhiên với khả năng còn hạn chế và do thời gian không cho phép, Đồ án môn học này không thể tránh khỏi hạn chế và thiếu sót. Vậy một lần nữa em kính mong sự đóng góp của thầy cô và bạn bè, nhằm giúp cho Đồ án hoàn thiện hơn.

Hung Yên, ngày tháng năm 2009

Sinh viên thực hiện.

Nguyễn Văn Huynh

## **TÀI LIỆU THAM KHẢO:**

**1-Hướng dẫn đồ án môn học thiết kế và tính toán ô tô-máy kéo(tập 1).**

**Nguyễn Hữu Hường(Chủ biên)**

**Phạm Xuân Mai-Ngô Xuân Ngát**

**2-Thiết kế và tính toán ô tô -máy kéo(tập 1).**

**Nguyễn Hữu Cẩn-Phan Đình Kiên**

**3-Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí(tập1-2).**

**PGS.TS.Trịnh Chất-TS.Lê Văn Uyển**

**4-Chi tiết máy(tập 1-2).**

**Nguyễn Trọng Hiệp**

**5-Lý thuyết ô tô- máy kéo**