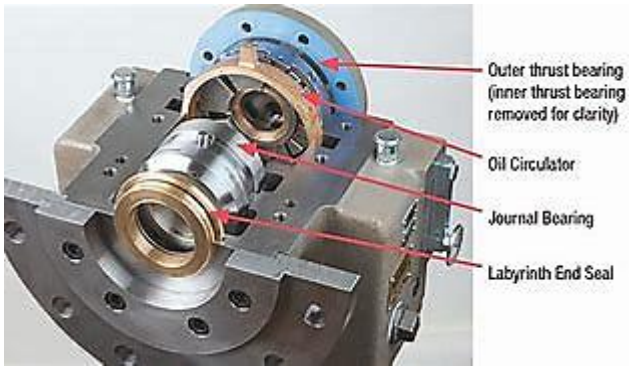
# Bearing المحمل

**A bearing is a machine element هو الة which support تدعم another اخرى moving حركة machine element الة لجزء( known as Journal), it permits تسمح a relative motion بحركة نسبية between بين the contact surfaces الاسطح of the element للأجزاء, while caring المتلامسة the load الحمل. والتي تحمل**



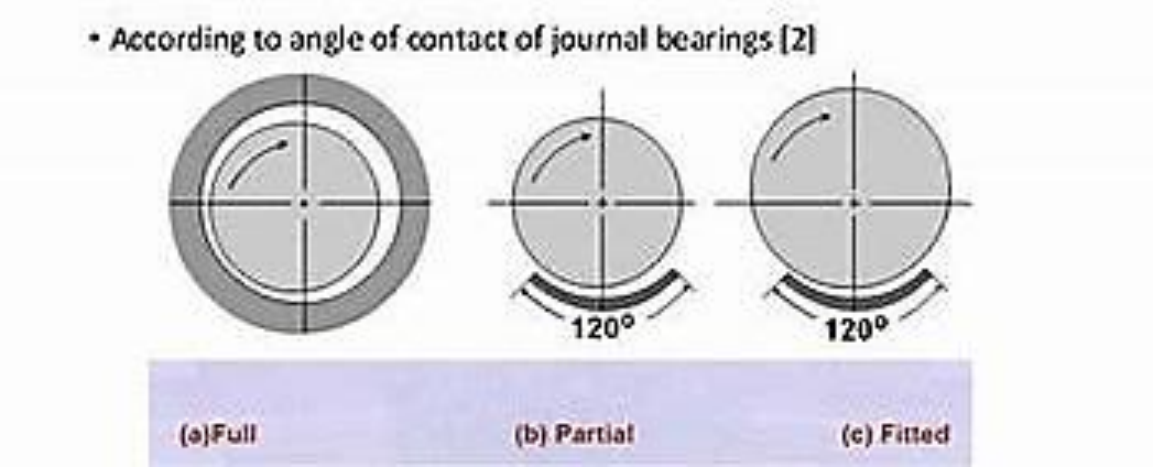

# Classification of bearing تصنيف التحميل

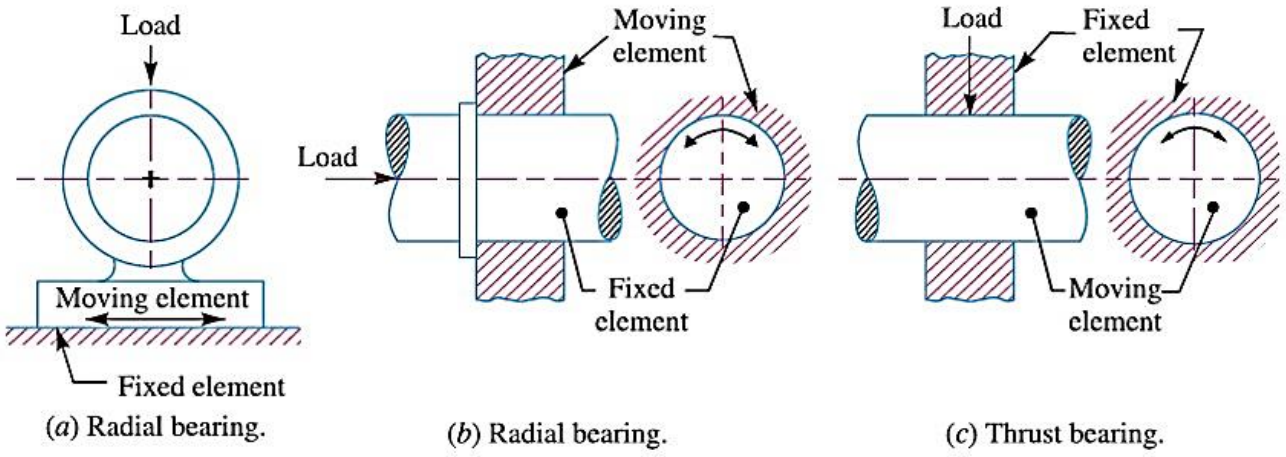
1- Sliding contact bearing.محمل الاتصال المنزلق
2- Rolling contact bearing.محمل الاتصال الدوراني

## 1- Sliding contact bearing:

The sliding الانزلاق takes place يحدث along طول على the surface سطح of contactالاتصال between بين the moving elementالعنصر المتحرك بين and the fixed elementوالعنصر الثابت, there are three types of sliding bearing; هناك ثلاث انواع من التحميل الانزلاقي

a) Full journal bearing: When the angle الزاوية of contactالتلامس of the bearing للمحمل with the journalمع الحامل is 360° as shown in Fig (a),
b) Partial journal bearing: When the angleالزاوية of contactالتلامس of the bearingللمحمل with the journalمع الحامل is 120°, as shown in Fig (b),
c) Fitted journal bearing: the diameter of the journal and bearing are equal, Fig (c).






(a) Radial bearing. (b) Radial bearing. (c) Thrust bearing.

## Lubricants: المزيتات

The lubricants المزيتات are used تستخدم in bearing to في التحميل لغرض:-

1- Reduce لتقليل the friction الاحتكاك between بين the rubbing surfaces احتكاك الاسطح.
2- Carry away تبعد the heated generated الحرارة المتولدة by friction بواسطة الاحتكاك.
3- Protect bearing from corrosion.

There are هناك three ثلاث types انواع of bearing التحميل on the base على بالاعتماد thickness سمك of layer طبقة of the lubricant التزييت between بين the bearing التحميل and journal والحامل

1- Thick film bearing. محمل طبقي سميك
2- Thin film bearing. محمل طبقي خفيف
3- Zero film bearing. (without lubricant) بدون تزييت

## Materials of sliding bearing المواد المصنعة للتحميل الانزلاقي

1- Babbitt metal. سبيكة بابيت
2- Bronze – metal.
3- Phosphor – bronze.
4- Silver.
5- Cast iron.
6- Nonmetallic bearing.

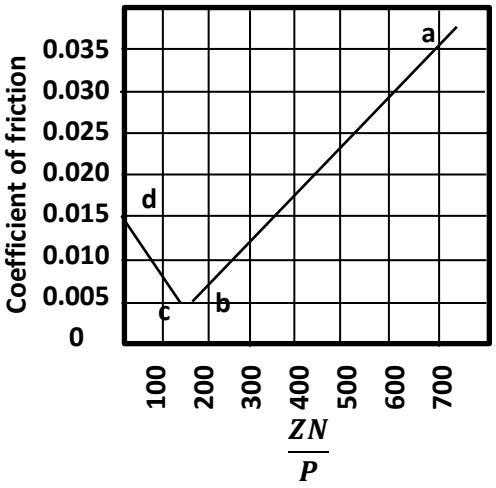
7- Wood bearing.
8- Plastic material (Nylon, Teflon)

**Bearing characteristic number** $(\frac{ZN}{P})$

**a → b:** Full journal bearing
Full film lubrication

**b → c:** partial journal bearing

**c → d:** imperfect journal bearing (oiliness)




**Note:** viscosity of oilلزوجة الزيت decreases تقل with temperature increases زيادة درجة الحرارة.

| Type of oil | Absolute viscosity at temp (kg/m.s) | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 90 |
| **SEA 10** | 0.05 | 0.036 | 0.027 | 0.0245 | 0.021 | 0.017 | 0.014 | 0.012 | 0.011 | 0.009 | 0.008 | 0.0055 |
| **SEA 20** | 0.069 | 0.055 | 0.042 | 0.034 | 0.027 | 0.023 | 0.025 | 0.017 | 0.014 | 0.011 | 0.010 | 0.0075 |
| **SEA 30** | 0.13 | 0.10 | 0.078 | 0.057 | 0.048 | 0.040 | 0.034 | 0.027 | 0.022 | 0.019 | 0.016 | 0.010 |
| **SEA 40** | 0.21 | 0.17 | 0.12 | 0.096 | 0.18 | 0.06 | 0.046 | 0.04 | 0.034 | 0.027 | 0.022 | 0.013 |
| **SEA 50** | 0.30 | 0.25 | 0.20 | 0.17 | 0.12 | 0.09 | 0.076 | 0.06 | 0.05 | 0.038 | 0.034 | 0.020 |
| **SEA 60** | 0.45 | 0.32 | 0.27 | 0.20 | 0.16 | 0.12 | 0.09 | 0.072 | 0.057 | 0.046 | 0.040 | 0.025 |
| **SEA 70** | 1.0 | 0.69 | 0.45 | 0.31 | 0.21 | 0.165 | 0.12 | 0.087 | 0.067 | 0.052 | 0.043 | 0.033 |

# Design of sliding bearing:

## 1- Pressure P:

$$\text{الضغط } P = \frac{\text{قوة } F}{\text{مساحة } A} = P = \frac{F}{\text{الطول } L \times \text{القطر } d}$$

$$\text{القوة } F = P \times L \times d$$

Where:

P= pressure $\frac{N}{m^2}$

L= length of bearing (m)

d= diameter of shaft (m)

F= Force (N)

## 2- Calculation of heat generated (Qg) (watt)

$$Qg = \mu \times F \times v$$

$$\mu = \frac{33}{10^8} \times \frac{ZN}{P} \times \frac{d}{c} + k$$

Where:

μ= coefficient of friction معامل الاحتكاك.

Z= absolute viscosity of lubricant (kg/m.s) لزوجة المزيت

N= speed of shaft (journal) (r.p.m) سرعة الشفت

c= clearance

k= constant depend on the ratio L/d.ثابت

k= 0.0025 for 90.75 < L/d < 2.8)ثابت

## 3- Calculation of heat dissipated (Qd) حساب الحرارة المبددة

$$Q = C \times A \times \Delta t$$

Where:

C=heat dissipation coefficient (W/m$^3$.k) **معامل حساب الحرارة المبددة**

A: bearing area مساحة المحمل

Δt: temperature difference between bearing and surrounding. الفرق بالحرارة بين المحمل والمحيط

$$\Delta t = \frac{1}{2}(t° - ta)$$

Where:

t$^o$= bearing temperature (oil temperature)

ta= ambient temperature (room temperature)

$$Qd = C \times A \times \frac{1}{2}(t° - ta)$$

**Note:** if Qg الحرارة المتولدة > Qd الحرارة المتبددة– we must need نحتاج artificial cooling تبريد صناعي

Qg – Qd = heat must be removed الحرارة يجب ان تزال

**Therefor** لذا must be design تصمم machine vehicle المركبات with water system بنظام تبريد بالماء.

---

## Ex:

**Design a journal bearing from the following data:**

**Diameter if the journal (100 mm), Load on the journal (2000 N), Speed of the journal (900 rpm), Type of oil SAE 10 for which the absolute viscosity at 55°C is (0.017 kg/m.s), Ambient temperature (15.5°C), Allowable bearing pressure (1.25 N/mm²)** $\frac{L}{d} = 1.6$**, Heat dissipation coefficient (C=1232 W/m².°C),** $\frac{C}{d} = 0.0013$ **Also calculate the amount of artificially cooling required.**

Solution:

$$Qg = \mu \times F \times v$$

$$v = \frac{\pi \times d \times N}{60} = \frac{\pi \times \frac{100}{1000} \times 900}{60} = 4.71 \frac{m}{s}$$

$$v = 4.71\ m/s$$

$$\mu = \frac{33}{108} \times \frac{ZN}{P} \times \frac{d}{C} + k$$

$$\frac{c}{d} = 0.0013$$

$$\frac{d}{C} = \frac{1}{0.0013} = 769.23$$

$$\frac{L}{d} = 1.6 \qquad \therefore k = 0.0025$$

$$\mu = \frac{33}{108} \times \frac{0.017 \times 900}{1.25} \times 769.33 + 0.0025$$

$$\mu = 0.0055$$

$$\therefore Qg = 0.0055 \times 2000 \times 4.71$$

$$Qg = 518\ watt$$

$$Qd = C \times A \times \Delta t = C \times L \times d \times \frac{1}{2}(t° - ta)$$

$$= 1232 \times \frac{160}{1000} \times \frac{100}{1000} \times \frac{1}{2}(55 - 15.5)$$

$$Qd = 389.3\ watt$$

$$\therefore Qg > Qd\ (518 > 389.3)$$

$$Qg - Qd = 518 - 389.3 = 178.7\ watt$$

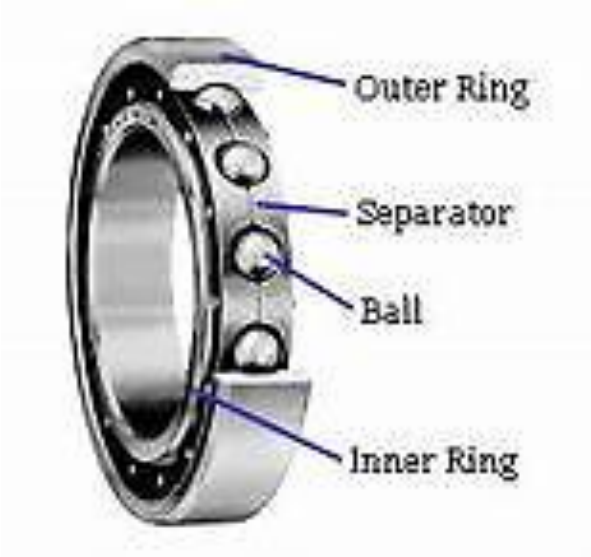
We need artificial cooling

---

## 2- Rolling contact bearing

In this type of bearing المحمل the contact التلامس between بين the bearing surface سطح التحميل is rolling دوار, it consists of ويتكون من:

1- Inner race is connected on the shaft (journal).
2- Outer race is carried by the housing.
3- Balls are between the inner and outer race advantage of rolling contact bearing.




**Advantages of rolling contact bearing:مزايا المحمل الدوار**

1- It can carry heavy over load for a short time without failure. يمكنها تحمل الحمولة الثقيلة لفترة قصيرة دون فشل.
2- Low cost of maintenance.انخفاض تكلفة الصيانة
3- Ability to withstand momentary of shock loads.القدرة على تحمل الصدمات اللحظية

**Disadvantages of rolling contact bearing:مساوئ المحمل الدوار**

1- High cost.التكلفة العالية .
2- Noisier at very high speed.حدوث ضجيج أكبر عند السرعات العالية جداً
3- High accuracy in manufacture.دقة عالية في التصنيع

**Types of rolling bearing:**

1- Ball bearing. محمل الكرات
2- Roller bearing.محمل دوار

# Homework

**(1)** A full journal bearing of 50 mm diameter and 100 mm long has a bearing pressure of 1.4 N/mm$^2$, the speed of the journal is 900 rpm, and the ratio of diameter to clearance ($\frac{d}{c} = 1000$), the bearing is lubricated with oil whose absolute viscosity at the operating temperature of 75$^o$C may be taken 0.011 kg/m.s, the room temperature is 35$^o$C, and the heat dissipation coefficient (C=280 W/m$^2$/$^o$C).

**Find the amount of the artificially cooling.**

**(2)** A journal bearing with diameter 50 mm, the speed of the journal 2.36 m/s, the absolute viscosity 0.011 kg/m.s. if the bearing load 7000 N and the bearing characteristic number ($\frac{Zn}{P} = 707$).

**Calculate the length of the bearing**.

**(3)** Sliding bearing for four **kroke** gas engine with diameter of journal 7.5 cm. If the journal turns with 1440 rpm, bearing pressure 1.2 MN/mm$^2$, external load 11.5 KN, oil SAE2, the temperature of oil 60$^o$C, heat dissipation coefficient 1232 W/m$^2$/$^o$C, the diameter to clearance ratio ($\frac{d}{c} = 1000$), take viscosity 0.17 kg/m.s.

**Determine:**

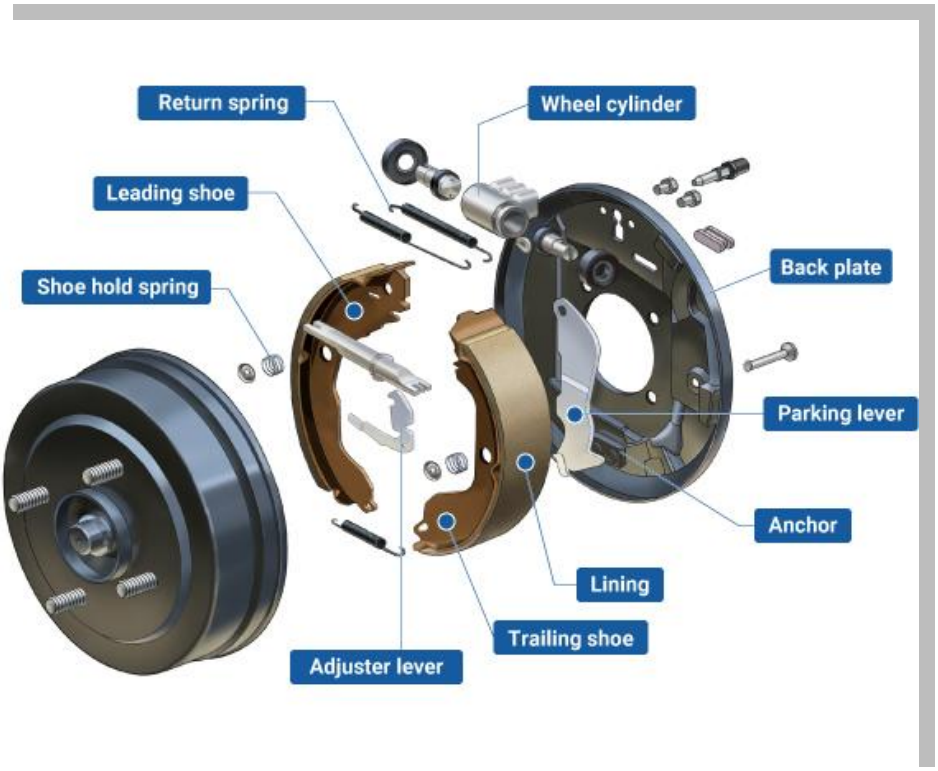
a- **Bearing length.**
b- **Heat generated.**
c- **Heat dissipated.**

# Brake المكابح

A brake is a device جهاز by means of which artificial صناعي friction احتكاك resistance مقاومة is applied تسلط to a moving machine للماكنة المتحركة, in order لكي to stop توقف the motion حركة of a machine off المحرك . A brake الفرامل absorbs تمتص either اما kinetic energy الطاقة الحركية of moving member للاجزاء المتحركة or potential energy الطاقة الكامنة. The energy الطاقة absorbed الممتصة by brake بواسطة الفرامل is dissipated تتبدد in surround air بالهواء المحيط.

**The design of brake depends upon:- تصميم الفرامل يعتمد على**

1- The pressure الضغط between بين the break surfaces سطح الفرامل .
2- Coefficient معامل of friction الاحتكاك between بين the braking surfaces اسطح الفرامل.
3- The velocity سرعة of the brake drum .
4- The projected area المنطقة المتعرضة of friction surfaces لسطح الاحتكاك .
5- The ability قابلية of the brake الفرامل to dissipated تبديد heat الحرارة.



**Note: the major الاساسي functional الوظيفي difference الاختلاف between بين a clutch and brake:-**

1- Clatch is used يستخدم to keep للحفاظ the driving السياقة and driven تحركها together معا.
2- Brake الفرامل are used تستخدم to stop لوقف a moving member الاجزاء المتحركة.

## Materials for Brake Lining مواد لبطانة الفرامل

**The material المواد used المستخدمة for the brake lining لتبطين الفرامل should have ان يجب تحتوي the following characteristics الخصائص التالية:**

1. High coefficient of friction معامل احتكاك عالي .
2. Low wear rate معدل بلى قليل.
3. High heat resistance مقاومة حرارة عالية.
4. High عالي heat حراري dissipation تبدد capacity سعة.
5. Low coefficient of thermal expansion معامل تمدد حراري قليل.
6. Adequate مناسب mechanical strength مقاومة ميكانيكية.
7. It should not لا يجب ان be affected تتاثر by moisture بالرطوبة and oil والزيت.

## Types of Brakes:انواع الفرامل

1. Hydraulic brakes.
2. Electric brakes.
3. Mechanical brakes.

## Energy Absorbed by a Brake: الطاقة الممتصة بواسطة الفرامل

The energy الطاقة absorbed الممتصة by بواسطة a brake الفرامل depends upon تعتمد على the type نوع of motion الحركة of moving body للجسم المتحرك:

**1-** Translation (linear) الحركة الخطية.
**2-** Rotation (angular) الحركة الدائرية بزاوية.

## 1- Translation ($E_1$):

$$E_1 = \frac{1}{2}m[(v_1)^2 - (v_2)^2]$$

When $v_2=0$ (if the moving body is stopped).

$$E_1 = \frac{1}{2}m(v_1)^2$$

Where: $E_1$= kinetic energy.

m=mass of the body (kg).

v= velocity of the body (m/s).

## 2- Rotation ($E_2$):

$$E_2 = \frac{1}{2}I[(w_1)^2 - (w_2)^2]$$

When $w_2=0$ (if the moving body is stopped).

$$E_1 = \frac{1}{2}I(w_1)^2$$

Where: $E_2$= Rotation energy.

I= moment of inertia about axis.

When عندما the motion الحركة of the body للجسم is a combination مجموع of **(translation الخطية and rotation الدائرية) (E)**

$$E = E_1 + E_2$$

- Sometimes احيانا, the brake الفرامل has يجب ان to absorb تمتص the potential energy الطاقة الكامنة given up يتخلى عنها by بواسطة objects الاجسام being lowered يتم خفضها by hoists بواسطة الرافعات.

$$E_3 = m \times g(h_1 - h_2)$$

- **The work (W)**

$$w = F_t \times \pi \times d \times N \times t$$

$$E = \frac{N_1 + N_2}{2}$$

where $F_t$=frictional force

$N_1$=speed of the brake drum before قبل the brakes الفرامل applied.

$N_2$=speed of the brake drum after بعد the brake الفرامل is applied.

N=Mean speed السرعة المتوسطةof the brake drum.

- Since بما انه the total energy الطاقة الكليةto be absorbed امتصاصها الواجب by بواسطة the brake الفرامل must be يجب ان equal تساويto the work done الشغل المنجز by بواسطةthe frictional force قوى الاحتكاك , therefore;

$$E = w = F_t \times \pi \times d \times N \times t$$

$$\therefore F_t = \frac{E}{\pi \times d \times N \times t}$$

The magnitude قيمة of $\mathbf{F_t}$ depends upon تعتمد على the final velocity ($v_2$) السرعة النهائية and on the braking time (t) وعلى وقت الفرامل.

The torque (T)عزم الدوران absorbed يمتص by the brake بواسطة الفرامل

$$T = F_t \times r = F_t \times \frac{d}{2}$$

where r=Radius of the brake drum.

## Heat to be dissipated during braking (Hd): الحرارة الواجب تبديدها أثناء الكبح

The energy الطاقة absorbed by تمتص بواسطة the brake المكابح and transformed تتحول الى into heat حرارة must be dissipated تتبدد to the surrounding air الهواء المحيط in order لكي to avoid تتجنبexcessive مُبَالَغ فيه temperature حرارة rise رفع of the brake lining لبطانة الفرامل.

## The temperature rise depends upon: ارتفاع درجة الحرارة يعتمد على

1. The mass كتلة of the brake drum المكابح.
2. The braking time وقت الكبح.
3. The heat dissipation capacityالسعة الحرارية للتبدد of the brake للمكابح.

**Notes:**

1- When عندما the temperature الحرارة increases تزداد, the coefficient of friction معامل الاحتكاكdecreases يقل, and affect ويؤثر on capacity of torque سعة العزم .

2- At high temperature عند الحرارة العالية, there is rapid سريع wear بلى of friction lining لبطانة الاحتكاك, and reduces the life of lining وتقليل عمر البطانة.

$$E = Hg = \mu \times F_N \times v \qquad \text{(J/s=Watts)}$$

$$F = P \times A$$

where: μ=coefficient of friction

$F_N$=force acting at the contact surface (N).

V=velocity of the brake drum (m/s).

P=pressure between the brake surface (N/m).

A=Area of contact surface ($m^2$).

## Heat generated (Hg)

$$Hg = C_1(t_1 - t_2)A$$

Where:

C= Heat dissipated factor (heat transfer coefficient).

$t_1$= heat radiating surface (°C).

$t_2$= heat of surrounding air (°C).

A= Area of radiating surface ($m^2$).

## Calculation of rise in temperature

$$Hg = m_1 \times C \times \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{H_g}{m_2 . C_2}$$

Where: Δt= temperature rise of the brake drum (°C).

$H_g$= Heat generated by the brake (J).

$m_2$= Mass of the brake drum (Kg).

C= specific heat for the material of the brake drum (J/Kg. °C).

## Calculation of braking distance حساب مسافة الكبح

$$h = \frac{E}{F_t}$$

where: E= Total energy (J/s), $F_t$= frictional force (N).

**Example (1):** A vehicle of mass 1200 kg is moving down the hill at a slope of 1: 5 at 72 km/h. is to be stopped in a distance of 50 m. If the diameter of the tyre is 600 mm, determine the average braking torque to be applied to stop the vehicle, neglecting all the frictional energy except for the brake. The brake drum 20 kg, and determine the rise in temperature. Take the specific heat for the material ($C_2$=520 J/kg°C. and determine the coefficient of friction.

**Solution:** m= 1200 kg ; Slope= 1: 5 ; v= 72 km/h = 20 m/s ; h= 50 m ; d= 600 mm or r= 300 mm = 0.3 m ; $m_2$= 20 kg ; $C_2$= 520 J/kg°C.

$$T_b = \mathrm{F}_t \times \frac{d}{2}$$

$$F_t = \frac{E_{total}}{h}$$

$$E = E_k + E_p$$

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 (v)^2$$

$$E_k = \frac{1}{2} \times 1200 \times (20)^2$$

$$E_k = 240000\, N$$

$$E_p = m_1 \times g \times h \times slop = 1200 \times 9.81 \times 50 \times \frac{1}{5} = 117720$$

$$E_{total} = 240000 + 117720 = 357720\, N.m$$

$$F_t = \frac{357720}{50} = 7154.4\, N$$

$$\therefore T_b = 7154.4 \times \frac{600}{2} \times 10^{-3} = 214632\, N.m$$

Calculation of coefficient of friction (μ)

$$F_t = \mu \times F_N$$

$$F_N = m \times g = 1200 \times 9.8 = 11772\ N$$

$$\mu = \frac{F_t}{F_N} = \frac{7154.4}{11772} = 0.6$$

Calculation the rise in temperature (Δt)

$$H_g = \mathrm{m}_2 \times C_2 \times \Delta t$$

$$E_{total} = H_g$$

$$357720 = 20 \times 520 \times \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{357720}{20 \times 520} = 34.4\ ℃$$

**Example (2):** A vehicle of mass 1200 kg is moving at a speed 72 km/h. is to be stopped in a distance of 50 m. If the diameter of the tyre is 600 mm, determine the average braking torque to be applied to stop the vehicle, neglecting all the frictional energy except for the brake. The mass of brake drum 20 kg, and the specific heat for the material ($C_2$=520 J/kg°C.), and determine the rise in temperature.

$$T_b = \mathrm{F}_t \times \frac{d}{2}$$

$$F_t = \frac{E_{total}}{h}$$

$$E = E_k + E_p$$

$$E_p = 0$$

$$E_{total} = E_k$$

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 (v)^2$$

$$E_k = \frac{1}{2} \times 1200 \times (20)^2$$

$$E_k = 240000\ N$$

$$\therefore F_t = \frac{240000}{50} = 4800\ N$$

$$T_b = 4800 \times \frac{600}{2} \times 10^{-3} = 1440\ N.m$$

Calculation of rise in temperature

$$H_g = \mathrm{m}_2 \times C_2 \times \Delta t$$

$$H_g = E_{total} = E_k$$

$$240000 = 20 \times 520 \times \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{240000}{520 \times 20} = 23.07\ ^\circ\mathrm{C}$$

**Homework (1):** A vehicle of mass 1000 kg is moving at speed of 60 km/h is to be stopped in a distance of 10 m. if the diameter of the wheel is 300 mm. determine the brake torque to be applied to stope the vehicle, neglect all frictional energy except for the brake.

**Homework (2):** A vehicle of mass 800 kg is moving at speed of 40 km/h. if the diameter of the wheel is 350 mm, and the coefficient of friction between the tyre and road ($\mu$=0.6). determine the braking distance.

**Homework (3):** A vehicle of mass 1100 kg is moving down the hill at slope 1:5 at 60 km/h, is to be stopped. If the diameter of the tyre is 350 mm. if the mass of brake drum 25 kg, and specific heat of drum material ($C_2$=520 J/kg.$^o$C). determine the rise in temperature in the brake.

Take the braking distance (20 m).

# Clutches

A clutch is a machine member جزء الة used to connect يتصل a driving shaft بناقل الحركةto a driven shaft so that the driven shaft may **be started or stopped** at will, without stopping the driving shaft The, and which **transmits the motion from engine to the machine gradually.**

## Types of Clutches

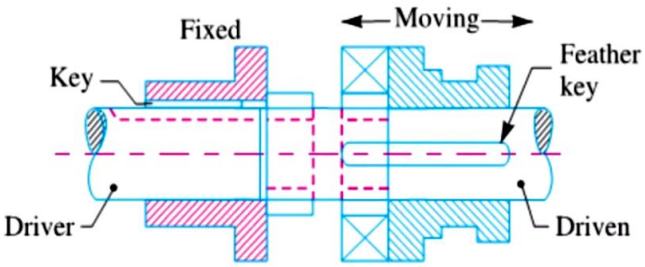
The two main types of clutches commonly used in engineering practice are:

1- Positive clutches. الكلج الموجب
2- Friction clutches. الكلج الاحتكاكي

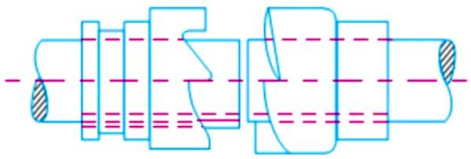
### 1- Positive clutches:

The positive clutches are used when a positive drive is required. It permits one shaft to drive another through a direct contact of interlocking jaw, it consists of two halves انصاف,

- **one** of which is permanently fastened to driving shaft by a sunk key.
- **The other half** of the clutch is movable, and it is free to slide axially on the driven shaft, but it prevented from turning relatively to its shaft by square or spiral type.




(*a*) Square jaw clutch.



(*b*) Spiral jaw clutch.

Note:

- Jaw square الفك المربعwill transmit power ينقل الطاقة in either direction. باتجاه اخر
- Jaw spiral الفك الحلزونيwill transmit power ينقل الطاقة in left hand and right hand. لليمين ولليسار

## 2- Friction clutch:

a- It dependsيعتمد for operation بالتشغيل on the friction developed ازدياد الاحتكاك between بين the contact surfaces.الاسطح المتلامسة

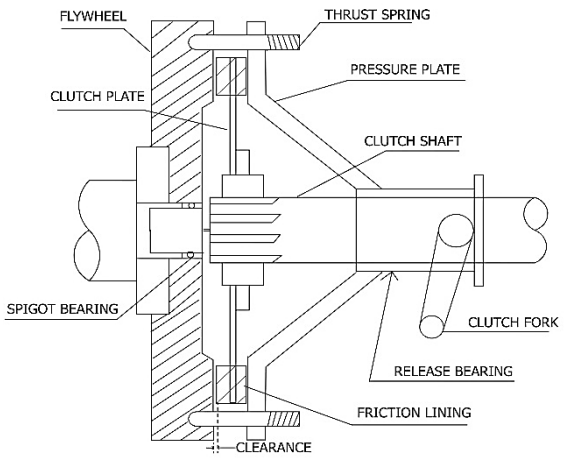
b- Transmit power ينقل الطاقة between بين shaft الحامل and machine والماكنة which must be started and stopped frequently. والتي يجب ان تتوقف وتعمل بالتناوب

c- Started يبدا the driven shaft الحامل المتحرك from rest من السكون and gradually brought up ويزداد to proper speed.للسرعة المناسبة

d- The contact surface الاسطح المتلامسة picks up تلتقط and holds وتحمل the load الاحمال with low pressure بضغط قليل and the heat of friction.مع حرارة احتكاك

## Types of friction clutches انواع الكلج

1- Disk (Plate) clutch.
   a. Simple disk clutch.
   b. Multiple disc clutch.
2- Cone clutch.قمعي
3- Centrifugal clutch. قابض الطرد المركزي

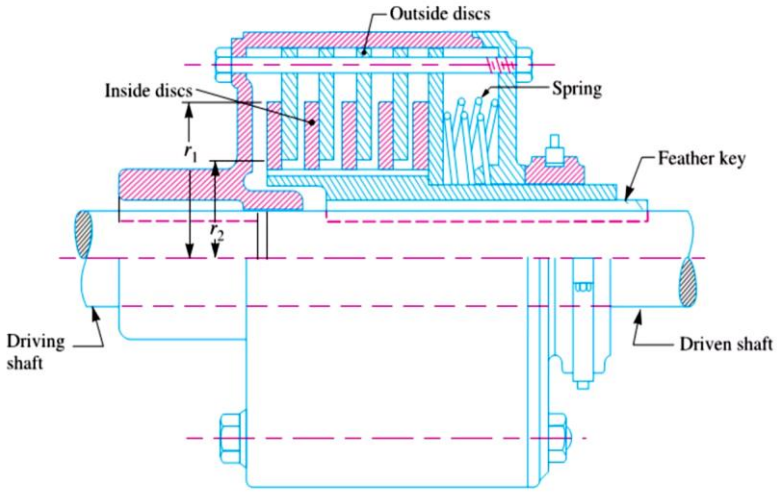


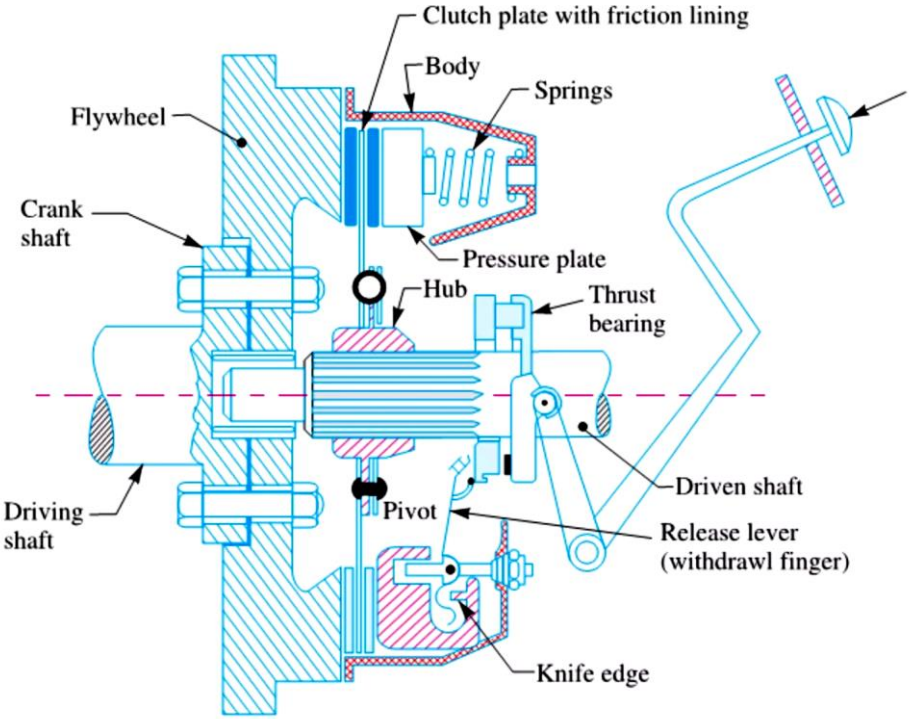

## 1- Disk (Plate) clutch:

A simple clutch البسيط with angle friction plates the part (1) is fixed to the shaft and part (2) can move with part (1). This clutch operation when an engine force (F) is applied. The final conditions of both parts are moving at the same speed with no relative motion.

## 2- Multiple disc clutch:

It is used when a large torque is to be transmitted, the inside disc is fixed to the driving shaft, the outside discs are fixed to the housing which is keyed to the driving shaft. This type of clutch is used in a machine and motorcars.




## Materials of friction surfaces

The material used for lining of friction surfaces of a clutch should have the following characteristics:

- It should have a high and uniform coefficient of friction.
- It should not be affected by moisture and oil.
- It should have the ability to withstand high temperatures caused by slippage.
- It should have high heat conductivity.
- It should have high resistance to wear and scoring.

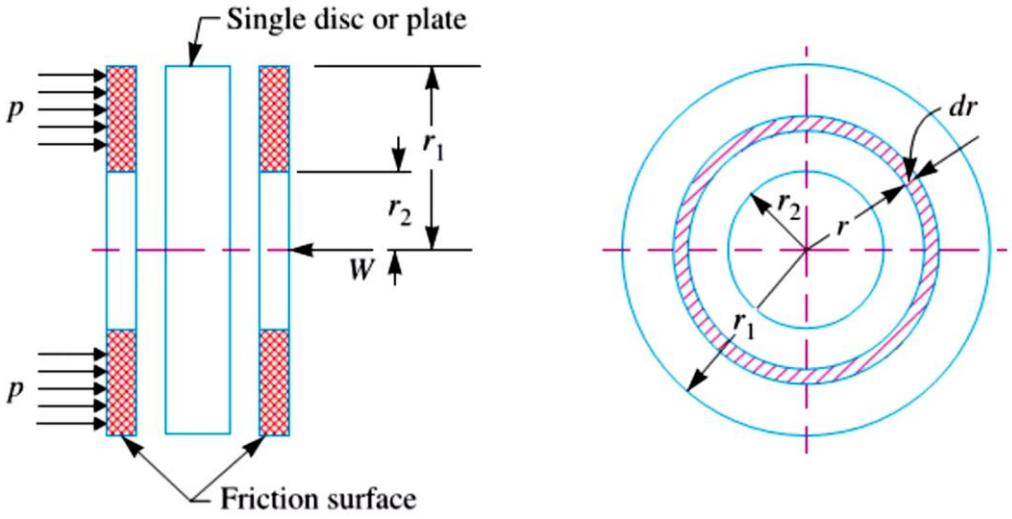
## Coefficient of friction

The coefficient of friction depends on:

1- Friction disc material.
2- Surface finishing of disc.
3- Temperature of disc surface.
4- The pressure applied on the disc.
5- Velocity of turn.
6- Degree of cleaner surface (inclusion, water, oil).

| Materials of friction surface | Operation condition | Coefficient of friction | Temperature °C | Pressure N/mm² |
|---|---|---|---|---|
| Cast iron on cast iron or steel | Dry | 0.15-0.2 | 250 – 300 | 0.25-0.4 |
| Cast iron on cast iron or steel | In oil | 0.06 | 250 – 300 | 0.6-0.8 |
| Bronze on cast iron or steel | In oil | 0.05 | 250 | 0.6-0.8 |
| Powder metal on cast iron | Dry | 0.3 | 150 | 0.4 |
| Powder metal on cast iron | In oil | 0.4 | 550 | 0.3 |

## Design of a disc (plate) clutch




Force (F): effect $\perp$ on the friction plan.

Pressure (P): $P = \frac{F}{A}$

1- In case of new clutch: pressure is uniform distribution on contact surface as show in the figure above.

$$P = \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)}$$

2- In case of old clutch: the intensity of pressure is maximum at the inner radius, and the pressure is minimum at the outer surface.

$P_{max} \times r_2 = C$

$P_{min} \times r_1 = C$

Area of contact surface $dA = 2\pi r$

Force on the ring $\delta F = P \times A = P \times 2\pi r dr$

Friction force $(\mu \times \delta F) = \mu \times P \times 2\pi r dr$

Friction torque $(T) = F \times r = \mu \times P \times 2\pi r dr \times r = \mu \times P \times 2\pi r^2 dr$

The design of friction clutch must be done on the two cases.

## 1- Uniform pressure: $r_1$

$$(T) = 2\pi\mu P r^2 dr \Rightarrow T = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi\mu P r^2 dr = 2\pi\mu P \frac{r^3}{3}\Big]_{r_2}^{r_1} = 2\pi\mu P \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{3}\right]$$

Sub that $P = \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)}$

$$T = 2\pi\mu \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)} \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{3}\right] \Rightarrow T = \frac{2}{3}\mu F \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right] \Rightarrow T = \mu F R$$

$R = \frac{2}{3}\left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right]$(The mean radius of friction surface)

## 2- Uniform axial wear:

When the friction surface is new the pressure is distributed over the contact surface, but the pressure will reduce when the sliding velocity is maximum, the continuous until (P.r = constant).

$P \propto r$ ……,$P \times r = C$ ……,$P = \frac{C}{r}$

$\delta F = P \times 2\pi r dr$ by sub that $P = \frac{C}{r}$

$$\delta F = \frac{C}{r} \times 2\pi r dr = 2\pi C dr = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi C dr = 2\pi C [r]_{r_2}^{r_1}$$

$$F = 2\pi C(r_1 - r_2) \Rightarrow C = \frac{F}{2\pi(r_1 - r_2)}$$

$$T = 2\pi\mu Pr^2 dr = 2\pi\mu \frac{C}{r} r^2 dr = 2\pi\mu C r dr = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi\mu C r dr$$

$$T = 2\pi\mu C \left[\frac{r^2}{2}\right]_{r_2}^{r_1} = 2\pi\mu C \left[\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}\right]$$

$T = \pi\mu C[r_1^2 - r_2^2]$ by sub $C = \frac{F}{2\pi(r_1 - r_2)}$

$$T = \pi\mu \frac{F}{2\pi(r_1 - r_2)}[r_1^2 - r_2^2] = \frac{1}{2}\mu F(r_1 - r_2)$$

$$T = \mu F R$$

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$T = n\mu F R$ n=2 for single disc clutch

**Example (1):** Determine the power that can be transmitted by frictional disc clutch turn with 1000 rpm, the outer and inner diameter of the contact surface of disc clutch are 100 mm and 50 mm respectively, the coefficient of friction ($\mu$=0.3). If the maximum pressure on disc is 0.25 N/mm$^2$. Assume that the clutch working at uniform wear condition have been reached.

**Solution:**

$$P = \frac{2\pi NT}{60}$$

$$T = n\mu FR$$

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{100 + 50}{2} = \frac{150}{2} = 75mm$$

$$F = 2\pi P_{max} r_2 (r_1 - r_2)$$

$$F = 2 \times 3.14 \times 0.25 \times 50 \times (100 - 50) = 3987.8\ N$$

$$T = 2 \times 0.3 \times 3987.8 \times 75 = 179451\ N.mm$$

$$T = 179451 \times 10^{-3}\ N.m$$

$$\therefore P = \frac{2 \times 3.14 \times 1000 \times 179451 \times 10^{-3}}{60} = 18782.52\ W$$

$$P = 18782.52\ Kw$$

**Example (2):** Determine the maximum and minimum and average pressure in a plate clutch when the axial force is 4 KN, the inner and outer diameter of the contact surface are 100mm and 200mm respectively. Assume uniform wear condition.

**Solution:**

$P_{max} \times r_2 = C$

$P_{min} \times r_1 = C$

$F = 2\pi C(r_1 - r_2)$

$F = 2\pi P_{max} r_2 (r_1 - r_2)$

$4 \times 10^3 = 2 \times 3.14 \times P_{max} \times 50 \times (100 - 50)$

$$P_{max} = \frac{4 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 50 \times (100 - 50)} = 0.25\ N/mm^2$$

$F = 2\pi P_{min} r_1 (r_1 - r_2)$

$4 \times 10^3 = 2 \times 3.14 \times P_{min} \times 100 \times (100 - 50)$

$$P_{min} = \frac{4 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 10 \times (100 - 50)} = 0.127\ N/mm^2$$

$$P_{average} = \frac{Total\ force}{Area} = \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)} = \frac{4 \times 10^3}{\pi(100^2 - 50^2)} = 0.17\ N/mm^2$$

**Homework (1):** A single disc clutch with both sides of the disc effective to transmit 10 Kw power at 900 rpm. The axial pressure is limited to 0.85 $N/mm^2$. The outer and inner diameter of the disc clutch are 300mm and 150mm respectively. If the clutch has been uniform wear axial force on disc clutch.

**Homework (2):** A plate clutch having a single driving plate with contact surfaces on each side. The outer and inner diameter of the contact surface are (300 mm, 150 mm). the coefficient of friction ($\mu=0.4$).

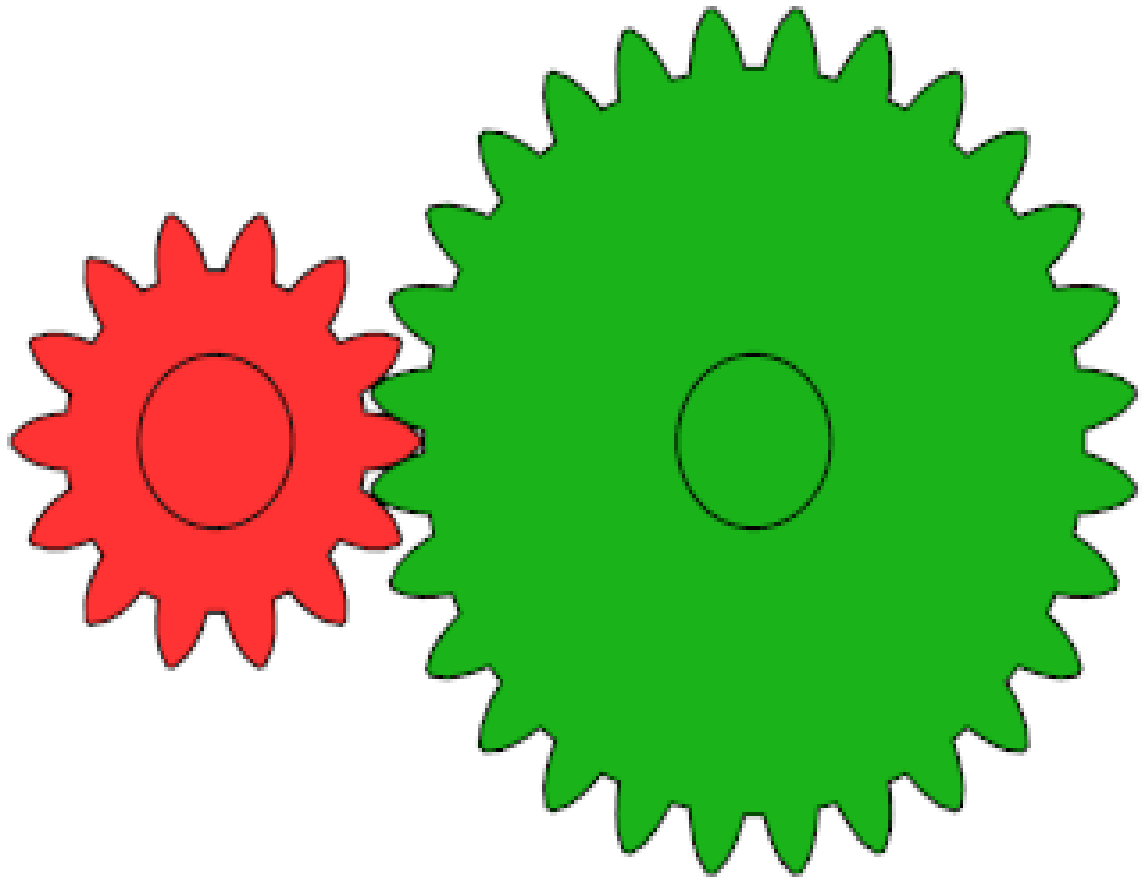
a- Assume a uniform pressure of 0.17 $N/mm^2$, determine the maximum torque can be transmitted.

# Gear

By

Eng. Sarah Salim

# Gear:



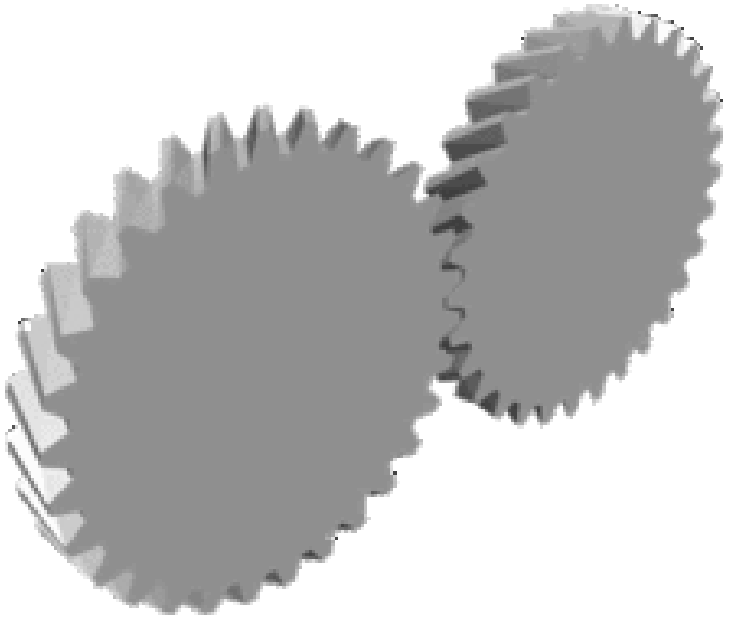
**A gear or gearwheel**

is a rotating machine part typically used to transmit rotational motion and/or torque by means of a series of teeth that engage with compatible teeth of another gear or other part. The teeth can be integral saliences or cavities machined on the part, or separate pegs inserted into it. In the latter case, the gear is usually called a cogwheel. A cog may be one of those pegs or the whole gear. Two or more meshing gears are called a gear train.

# Gear:

**Advantages**

**1- It transmits exact velocity ratio.**
**2- It may be used to transmit large power.**
**3- It has high efficiency.**
**4- It has reliable service.**
**5- It has compact layout.**



**Disadvantages**

**1- The manufacture of gears require special tools and equipment.**
**2- The error in cutting teeth may cause vibrations and noise during operation.**

# Type of Gears:

- **Straight gears**

In a cylindrical spur gear or straight-cut gear, the tooth faces are straight along the direction parallel to the axis of rotation. Any imaginary cylinder with the same axis will cut the teeth along parallel straight lines.

The teeth can be either internal or external. Two spur gears mesh together correctly only if fitted to parallel shafts . No axial thrust is created by the tooth loads. Spur gears are excellent at moderate speeds but tend to be noisy at high speeds.

# Type of Gears:

- **Helical gears**

In a helical or dry fixed gear the tooth walls are not parallel to the axis of rotation, but are set at an angle. An imaginary pitch surface (cylinder, cone, or hyperboloid, depending on the relative axis positions) intersects each tooth face along an arc of an helix. Helical gears can be meshed in parallel or orientations. The former refers to when the shafts are parallel to each other; this is the most common orientation. In the latter, the shafts are non-parallel, and in this configuration the gears are sometimes known as "skew gears".

# Type of Gears:

- **Bevel gear**

are gears where the axes of the two shafts intersect and the tooth-bearing faces of the gears themselves are conically shaped. Bevel gears are most often mounted on shafts that are 90 degrees apart, but can be designed to work at other angles as well. The pitch surface of bevel gears is a cone, known as a pitch cone. Bevel gears change the axis of rotation of rotational power delivery and are widely used in mechanical settings

# Gear Materials:

- The material used for the manufacture of gears depends upon the strength and service conditions like wear, noise etc.
- The gears may be manufactured from metallic or non-metallic materials. The metallic gears with cut teeth are commercially obtainable in cast iron, steel and bronze.
- The nonmetallic materials like wood, raw hide, compressed paper and synthetic resins like nylon are used for gears, especially for reducing noise.
- The cast iron is widely used for the manufacture of gears due to its good wearing properties, excellent machinability and ease of producing complicated shapes by casting method.

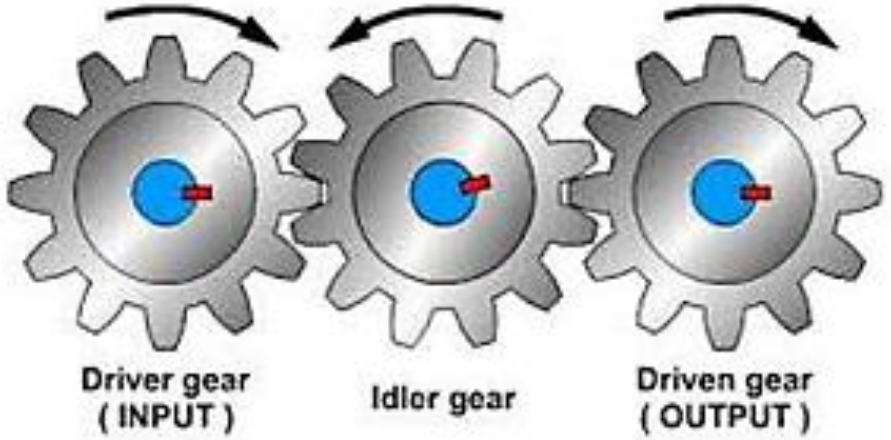
# Gear Train:

**Simple gear train**

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2} \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

$$\frac{N_2}{N_3} = \frac{T_3}{T_2} \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

$$\left(\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2}, \frac{N_2}{N_3} = \frac{T_3}{T_2}\right)$$




Simple gear train

$$\frac{\text{عدد دورات التروس المقادة}}{\text{عدد دورات التروس القائدة}} = \frac{\text{حاصل ضرب الاسنان القائدة}}{\text{حاصل ضرب الاسنان المقادة}}$$

# Gear Train:

Let:

$n_1$ = Speed of driver in r.p.m.,

$n_2$ = Speed of intermediate gear in r.p.m.,

$n_3$ = Speed of driven or follower in r.p.m.,

$T_1$ = Number of teeth on driver,

$T_2$ = Number of teeth on intermediate gear, and

$T_3$ = Number of teeth on driven or follower.

Since the driving gear 1 is in mesh with the intermediate gear 2, therefore speed ratio for these two gears is:

$$\frac{N_3}{N_1} = \frac{T_1}{T_3}$$

# Gear Train:

**Compound gear train**

$$\frac{N_1}{N_2} * \frac{N_3}{N_4} = \frac{T_2}{T_1} * \frac{T_4}{T_3}$$

$$N_2 = N_3$$

$$\therefore \frac{N_1}{N_4} = \frac{T_2}{T_1} * \frac{T_4}{T_3}$$

Compound gear

# Gear Train:

## Reverted gear train

$$\therefore \frac{N_1}{N_4} = \frac{T_2}{T_1} * \frac{T_4}{T_3}$$

$$d_1 + d_2 = d_3 + d_4 \dots\dots\dots (1)$$

$$d_1 + d_2 = d_3 + d_4 \dots\dots\dots (2)$$

m=module

$d = m \times T$ قطر دائرة الخطوة $m = \frac{d}{T} \Rightarrow$

$$m_1 = \frac{d_1}{T_1} \qquad d_1 = M_1 \times T_1$$

$$m_2 = \frac{d_2}{T_2} \qquad d_2 = M_2 \times T_2$$

$$m_3 = \frac{d_3}{T_3} \qquad d_3 = M_3 \times T_3$$

$$m_4 = \frac{d_4}{T_4} \qquad d_4 = M_4 \times T_4$$

Reverted gear train

# Gear Train:

**Reverted gear train**

$$M_1 \times T_1 + M_2 \times T_2 = M_3 \times T_3 + M_4 \times T_4$$

$$if\ M_1 = M_2,\ M_3 = M_4$$

$$M_1(T_1 + T_2) = M_3(T_3 + T_4)$$

$$m_1(T_1 + T_2) = m_3(T_3 + T_4)$$

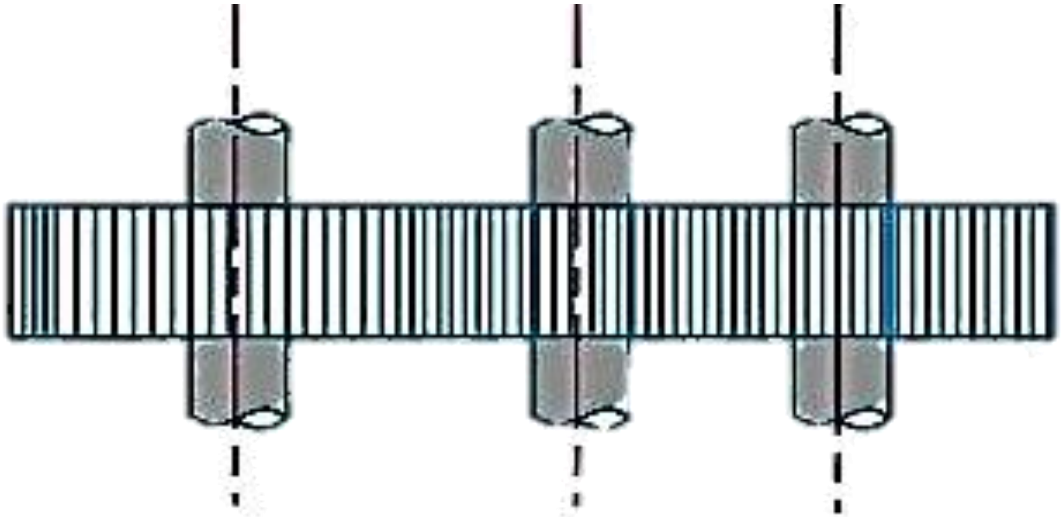
$$if\ m_1 = m_3$$

$$(T_1 + T_2) = (T_3 + T_4)$$

# Ex:-

**For the following fig. of gear-train. Find:**

1. **The speed of the driven shaft.**
2. **The center distance.**
3. **The direction of the driven shaft.**




$N_1 = 1000\ rpm$

$m = 4mm$

**Sol.**

$$\frac{1000}{N_3} = \frac{25}{50} \qquad N_3 = 2000\ rpm$$

$$C = d_1 + d_2 + d_3$$

$$d = m \times T$$

$$d_1 = m \times T_1 = 4 \times 50 = 200mm$$

$$d_2 = m \times T_2 = 4 \times 20 = 80mm$$

$$d_3 = m \times T_3 = 4 \times 25 = 100mm$$

$$\therefore C = 100 + 80 + 50 = 230mm$$

# H.W:

$T_1 = 100$

$T_2 = 40$

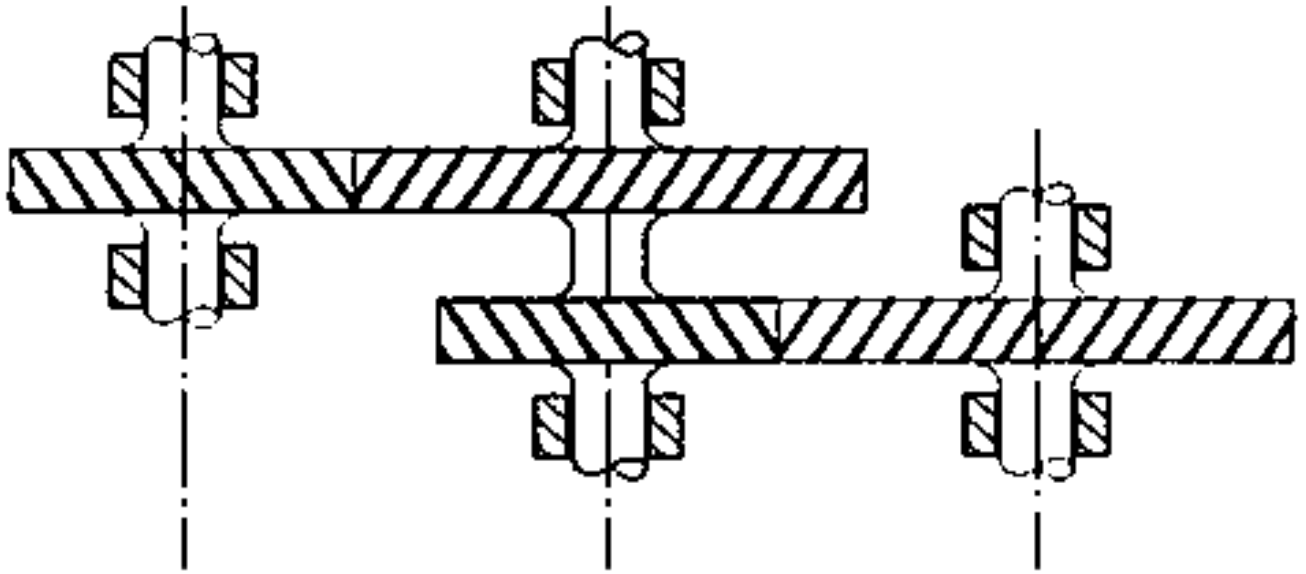
$T_3 = 80$

$T_4 = 20$

$N_1 = 200\ rpm$

$m = 4$

$m_2 = 6$



THANK YOU

# Belt Drivers الاحزمة الناقلة

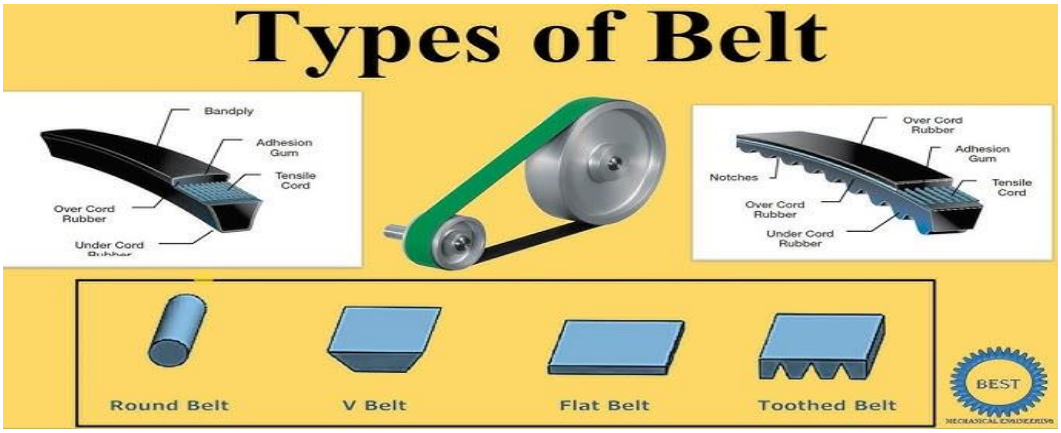
The belt الاحزمة used تستعمل to transmit لنقل the power الطاقة from one shaft عمود to another لاخر by بواسطة the pulley بكرة which rotate التي تدور at the same speed بنفس اوor السرعة at different speeds بسرع مختلفة .

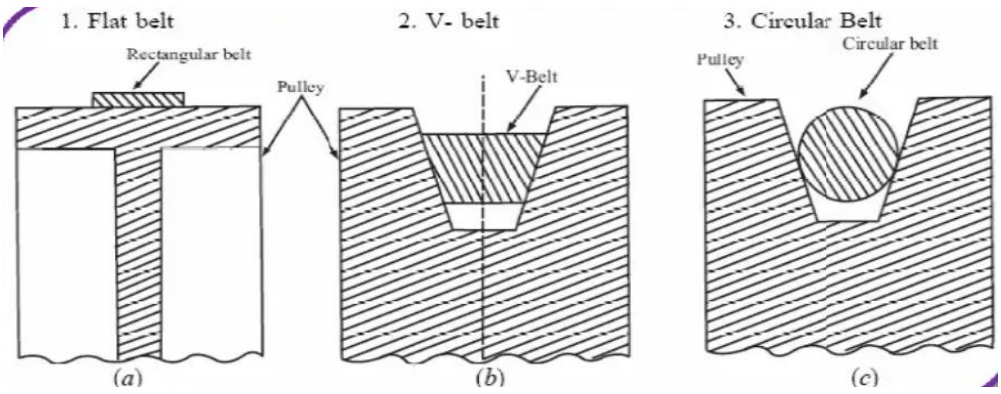
**Types of belts:**

1- **Flat belt:** الحزام المسطح in the flat belt the width العرض is larger اكبر than thickness السمك (with rectangular مستطيل cross sectionمقطع عرضي). The center distance مسافة المركز between بين two center مركزين of shafts للعمودين is not more لا يتجاوز than 8mm. It is used يستعمل to transmit لنقل a moderate متوسط amount of power كمية متوسطة.

2- **V-belt:** it has v-cross section المقطع العرضي, also it have toothedمسنن cross section مقطع عرضي. It is used تستعمل to transmit لنقل power الطاقة more than اكثر من flat belt الحزام المسطح .

3- **Circular belt (rope belt)** الحزام الدائري : it has circular cross section مقطع عرضي دائري. It is used تستعمل to high power لطاقة عالية with high speed بسرعة عالية.



# Materials of the belts: المواد المستخدمة في الاحزمة

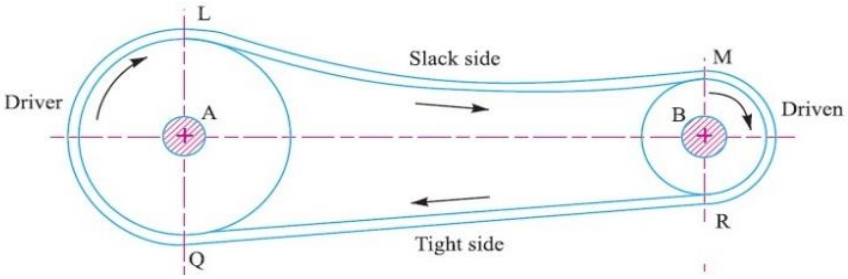
the materials المواد used المستخدمة must be يجب ان تكون strong قوية, flexible مرنة, durable متينة and have a high coefficient of friction عالي تمتلك معامل احتكاك.

1- Leather belt الحزام الجلدي: it gives يعطي a more transmitted ينقل contact الاتصال between بين belt الحزام and pulley البكرة.
2- Cotton القطن and canvas نسيج سميك: it is waterproof مضاد للماء and it is cheaper and suitable in warm دافئ climates طقس in damp atmospheres.
3- Rubber المطاط: it is very flexible مرن جدا but is quickly بسرعة destroyed يتلف if allowed سمح to contact مع بالاتصال with heat الحرارة, oil الزيت , or grease شحم.
4- Balata: it is acid-proof and waterproof.

# Types of belt drives انواع الاحزمة

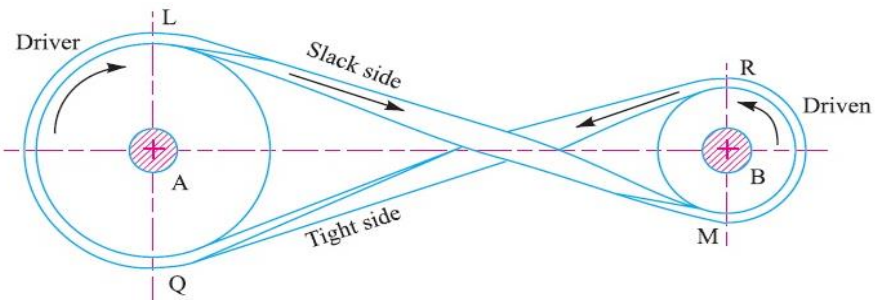
1- **Open belt drive: الحزام الناقل المفتوح**

It is used يستعمل to transmit لنقل power الطاقة او الحركة between بين two parallel متوازيين axis محورين and turning ويعمل in the same بنفس direction الاتجاه.



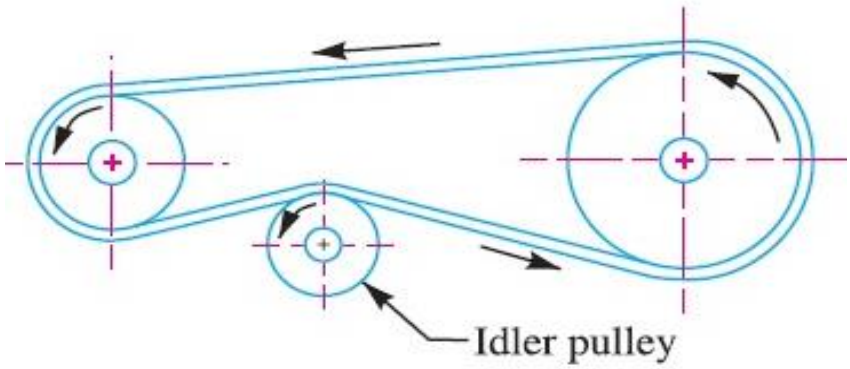

2- **Crossed belt drive: الحزام الناقل المتقاطع**

It is used for transmitting power between parallel axis, turn in يعمل opposite متعاكس direction اتجاه. The wear البلى is high عالي.



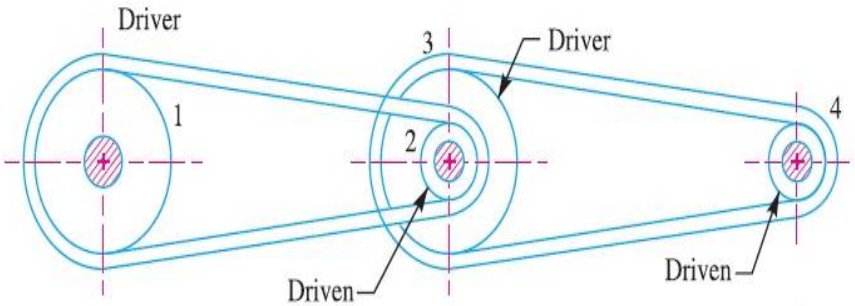
**3- Belt drive with idler pulley: حزام ناقل مع بكرة وسطية**

It is used تستعمل to increase لزيادة arc قوس of contact التماس between بين the pulley البكرة and belt الحزام.

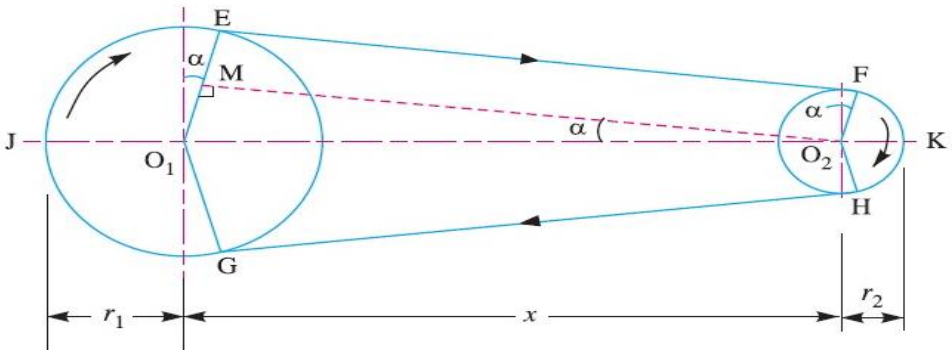



**4- Compound belt drive: الحزام الناقل المركب**

It is used يستخدم when power الطاقة is transmitted تنقل from one shaft عمود to another اخر through خلال a number عدد of pulleys البكرات.




## The length of an open pulley



Total length of an open belt drive is equal to:

$$L = GJE + EF + FKH + HG$$

$$= [JE + EF + FK] \dots\dots\dots\dots (1)$$

From $O_2$ draw line $O_2M \parallel EF$on $\perp O_1F$

From triangle $MO_2O_1$ we get:

$$sin\ \alpha = \frac{R-r}{x} \dots\dots\dots\dots\dots\dots (2)$$

$$Arc\ JE = R \times \frac{\pi}{2} + R \times \alpha\ = R\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \dots\dots (3)$$

$$ArcFK = r \times \frac{\pi}{2} - r \times \alpha = r\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \dots\dots (4)$$

$$EF = O_2M = \sqrt{x^2 - (R-r)^2} = \sqrt{x^2\left(1 - \frac{R-r}{x^2}\right)^2} = x\sqrt{\left(1 - \frac{R-r}{x}\right)^2} \dots\dots (5)$$

By expanding nominal theorm ..... $MO_2O_1$

$$EF = x\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{R-r}{x}\right)^2 + \dots\dots\right] = x - \left(\frac{R-r}{2x}\right)^2$$

By substituting equation (3, 4, 5) in equation (1)

$$L = 2\left[R\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) + x - \left(\frac{R-r}{2x}\right)^2 + r\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)\right]$$

By substituting equation (2) in this equation

$$L = 2\left[R\left(\frac{\pi}{2} + \frac{R-r}{x}\right) + x - \left(\frac{R-r}{2x}\right)^2 + r\left(\frac{\pi}{2} - \frac{R-r}{x}\right)\right]$$

$$L = 2R\frac{\pi}{2} + 2R\frac{R-r}{x} + 2x - 2\frac{(R-r)^2}{2x} + 2r\frac{\pi}{2} - 2r\frac{R-r}{x}$$

$$L = \left(2R\frac{\pi}{2} + 2r\frac{\pi}{2}\right) + \left(2R\frac{R-r}{x} - 2r\frac{R-r}{x}\right) + 2x - 2\frac{(R-r)^2}{2x}$$

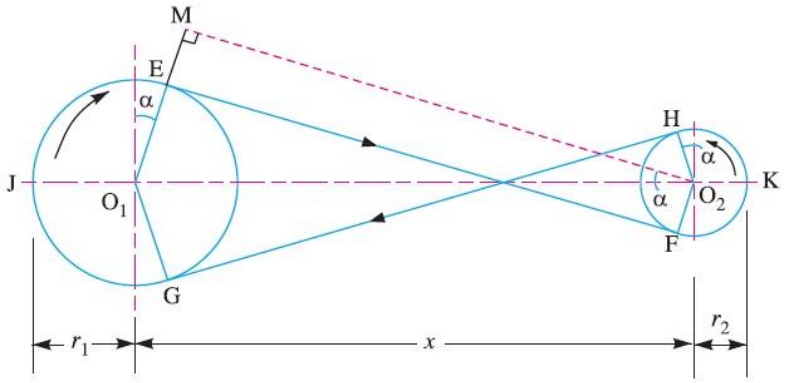
$$L = \pi(R + r) + 2\frac{R - r}{x}(R - r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \pi(R + r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x} + 2\frac{R - r}{x}(R - r)$$

$$L = \pi(R + r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \frac{\pi}{2}(D + d) + 2x - \frac{(D - d)^2}{4x}$$

## Length of Cross belt drive




By the same way of open belt drive

$$L = \pi(R + r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \frac{\pi}{2}(D + d) + 2x - \frac{(D - d)^2}{4x}$$

## Velocity ratio of a belt drive

$$V_1 = \frac{\pi D_1 N_1}{60}\ m/s$$

$$V_2 = \frac{\pi D_2 N_2}{60}\ m/s$$

When threr is no slip then $V_1=V_2$

$$\frac{\pi D_1 N_1}{60} = \frac{\pi D_2 N_2}{60} \Longrightarrow D_1 N_1 = D_2 N_2$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

In case of compound belt drive:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1 D_3}{D_2 D_4} or \frac{speed\ of\ last\ driver}{speed\ of\ first\ driver} = \frac{product\ of\ diameter\ of\ driver}{product\ of\ diameter\ of\ driver}$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1 + t}{D_2 + t}$$

t = the thickness of belt

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1 + t}{D_2 + t}\left[1 - \frac{c}{100}\right]$$

$$S = S_1 + S_2$$

Where:

$S_1$= sliding ratio on driver pulley

$S_2$= sliding ratio on fixed pulley

## Ratio of driving tension for flat belts

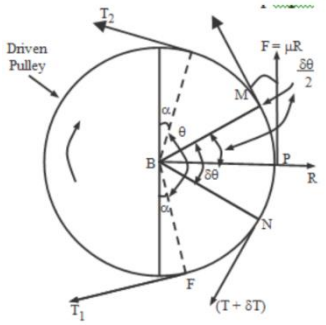
$T_1$= tension of belt on the tight side.

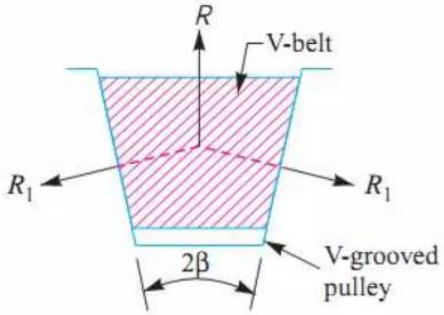
$T_2$= tension of belt on the slack side.

θ= Angle of contact between belt and pulley.

$$\theta_{rad} = \frac{\pi}{180} \times \theta^\circ$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \rightarrow for\ flat\ belt$$



$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{\mu\theta}{sin\beta}} \rightarrow for\ V\ belt$$

Where: μ= coefficient of friction

## Power transmitting by a belt

$$P = (T_1 - T_2) * V\ Watt\ or\ N.m/s$$

Where: $T_1$ and $T_2$ =tension in the tight and slack side of the belt (N)/

V= Velocity of the belt (m/s).

## Centrifugal Tension ($T_c$)

When the belt runs over the pulleys, some centrifugal force is caused and effect to increase the tension on both tight and slack side.

$$T_{m1} = T_1 + T_c$$

$$T_{m2} = T_2 + T_c$$

Where $T_c$= centrifugal tension.

$T_{m1}$= total tension in the tight side.

$T_{m2}$= total tension in the slack side.

$$T_c = m * V^2$$

$$m = Area * Length\ *\ density$$

$$A = b *\ t$$

Where: m= mass of belt.

V= linear velocity of belt.

A= Area of belt.

L= Length of belt.

$$m = b * t * L * \rho$$

$$Power\ (p) = (T_{m1} + T_{m2}) * V$$

$$\therefore\ (p) = [(T_1 + T_c) - (T_2 + T_c)] * V$$

$$p = (T_1 + T_2) * V$$

## Maximum Tension in the Belt ($T_{max}$)

$$T_{max} = T_{m1}$$

$$T_{max} = \sigma_{max} * A$$

Where:

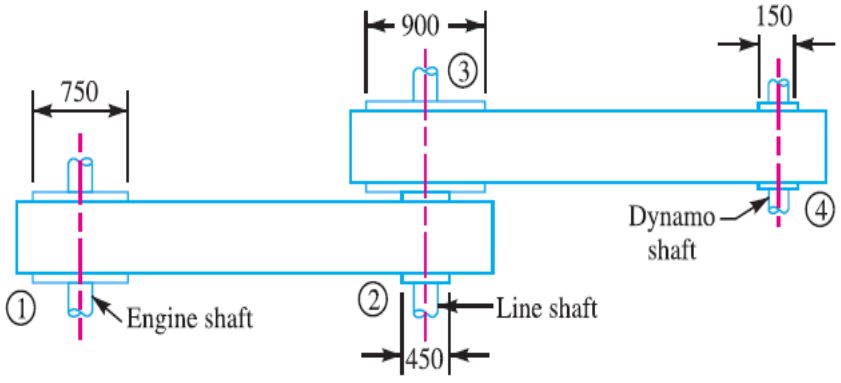
$T_{max}$= maximum tension in the belt.

A= b * t = cross section area of the belt.

b= width of the belt.

t= thickness of belt.

**Example (1):** an engine running at 150 rpm drives a line shaft by belt. The engine pulley is 750mm in diameter, and the pulley on the shaft is 450mm diameter. A 900mm diameter pulley on the shaft drives a 150mm diameter pulley keyed to a dynamo shaft. Find the speed of dynamo shaft, when there is no slip, and when slip 2% at each drive.




Solution: 1- when there is no slip.

$$\frac{N_u}{N_1} = \frac{D_1 \times D_3}{D_2 \times D_4}$$

$$\frac{N_u}{150} = \frac{750 \times 900}{450 \times 150} \Rightarrow N_u = 1500\ rpm$$

2- when there is slip

$$\frac{N_u}{N_1} = \frac{D_1 \times D_3}{D_2 \times D_4}[1 - S]$$

$$\frac{N_u}{150} = \frac{750 \times 900}{450 \times 150}[1 - 0.04] \Rightarrow N_u = 1440\ rpm$$

**Example (2):** Two pulleys, one 450 mm diameter and the other 200 mm diameter, on parallel shafts 1.95 m apart are connected by a crossed belt. Find the length of the belt required and the angle of contact between the belt and each pulley. What power can be transmitted by the belt when the larger pulley rotates at 200 rev/min, if the maximum permissible tension in the belt is 1 kN, and the coefficient of friction between the belt and pulley is 0.25.

**Solution:**

$$L = \pi(R + r) + 2x + \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \pi(0.225 + 0.1) + 2(1.95) + \frac{(0.225 - 0.1)^2}{1.95}$$

$$L = 4.97\ m$$

$$\theta = \pi + 2\alpha$$

$$\alpha = sin\frac{R + r}{x} = \frac{0.225 + 0.1}{1.95} = 9.6^\circ$$

$$\theta = 180 + 2(9.6^\circ) = 199.2^\circ$$

$$\theta_{rad} = \theta^\circ * \frac{\pi}{180} = 199.2^\circ * \frac{3.14}{180} = 3.47\ rad$$

$$P = (T_1 + T_2) * V$$

$$V = \frac{\pi D_1 N_1}{60} = \frac{3.14 \times 0.45 \times 200}{60} = 4.713\ m/s$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \Longrightarrow \frac{1 \times 10^3}{T_2} = e^{0.25 \times 3.47} \Longrightarrow \frac{1000}{T_2} = 2.385$$

$$\therefore T_2 = 419\ N$$

$$P = (1000 + 419) * 4.713 = 2738.25\ watt = 2.73\ Kw$$

**Example (3):** A leather belt 9mm*250mm is used to drive a cast iron pulley 900mm in diameter at 336 rpm. If the active arc on the smaller pulley is 120° and the stress in tight side is 2 MPa. The density of leather on cast iron is 0.35. determine the power can be transmitted by the belt and show how the centrifugal tension has no effect on the power transmitted.

**Solution:**

$$P = (T_1 + T_2) * V$$

$$T_{m1} = T_1 + T_c$$

$$\therefore T_1 = T_{m1} - T_c$$

$$m = A * L * \rho = b * t * L * \rho$$

$$m = 0.25 * 0.009 * 980 * 1$$

$$m = 2.2\ kg/m$$

$$V = \frac{\pi D_2 N_2}{60} = \frac{\pi * 0.9 * 336}{60} = 15.8\ m/s$$

$$T_c = 2.2 \times (15.8)^2 = 549.2\ N$$

$$T_{m1} = \sigma_{max} * A \Longrightarrow T_{m1} = \sigma_{max} * b * t \Longrightarrow T_{m1} = 2 * 250 * 9$$

$$T_{m1} = 4500\ N$$

$$T_1 = T_{m1} - T_c \Longrightarrow T_1 = 4500 - 549.2 \Longrightarrow T_1 = 3950\ N$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \Longrightarrow \frac{T_1}{T_2} = e^{0.35 * 120° * \frac{\pi}{180}}$$

$$\frac{3950}{T_2} = e^{0.35 * 2.09} \Longrightarrow \frac{3950}{T_2} = 2.08$$

$$T_2 = 1898.4\ N$$

$$P = (3950 + 1898.4) * 15.8 = 32415.28\ watt = 32.4\ Kw$$

$$T_{m1} = 4500\ N$$

$$T_{m2} = T_2 + T_c \Longrightarrow T_{m2} = 1898.4 + 549.2 \Longrightarrow T_{m2} = 2447.6$$

$$P = (T_{m1} - T_{m2}) * V \implies P = (4500 - 2447.6) * 15.8$$

$$P = 32427.9\, watt = 32.4\, Kw$$

$\therefore$ There is no effect of centrifugal tension on the power transmitted.

**Homework (1):** an engine shaft running at 120 rpm is required to drive a machine shaft by means of an open belt. The pulley on the engine shaft is of 2m in diameter and that of the machine is 1m diameter. If the belt thickness is 5mm, determine the speed of the machine shaft/

1- There is no slip.
2- There is a slip of 3%.

**Homework (2):** A pulley is driven by a flat belt running at a speed of 600 rpm. The coefficient of friction between the pully and the belt is 0.3 and the angle of contact 160° and the diameter of the pulley (30 cm). if the maximum tension in the belt is 700 N. find the power can be transmitted by a belt.

**Homework (3):** Two pulleys with diameter 450 mm and 200 mm, and center distance between two pulley (1.95 m). if we use open belt driven. Determine the length of belt and angle of contact between the nelt and two pulleys and the power can be transmitted by the belt, if the large pulley turn with speed of 2000 rpm and the maximum tension in the belt 1000 N and the coefficient of friction between the belt and two pulleys ($\mu$=0.25).

**Homework (4):** Two parallel shafts whose center lines are 4.8 m are connected by an open belt drive, the diameter of larger pulley is 1.5 m and that of smaller pulley (1 m). the velocity of the pulley is (21 m/s), and the stress in tight side is (2 MPa), the density of the belt is (980 kg/cm$^3$), and the coefficient of friction between the belt and the pulleys is ($\mu$=0.3), and the contact angle of large pulley (120°), and small pulley (65°). Determine the power can be transmitted by the belt. If the cross-section area of the belt (200 * 1.5) mm$^2$.

How:

1-when the speed of belt increases.

**a-** The coefficient of friction increases.

**b-** The power transmitted will decrease.

**c-** The coefficient of friction decreases.

**d-** The power transmitted will increase.

# صندوق التروس اليدوي (MT)

## اجهزة نقل الحركة

يناقش هذا الفصل الغرض من اجهزة نقل الحركة التي يتم فيها تغير السرعة يدويا وطرق تركيبها وادائها.

## اولاً- الغرض من اجهزة نقل الحركة:

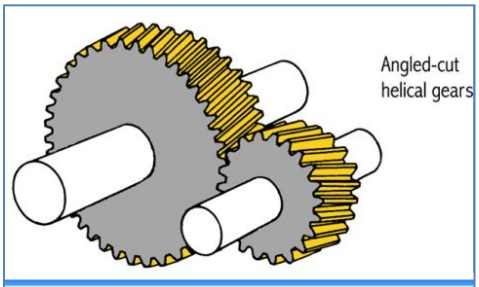
تستعمل اجهزة نقل الحركة كوسيلة لتغير نسبة عدد الدورات بين المحرك والعجلات القائدة للمركبة وعلى ذلك فيمكن ان يكون عدد دورات عمود المرفق في المحرك اربعة اضعاف او ثمانية او أثني عشر ضعفا لعدد دورات عجلات المركبة تقريبا وبالإضافة الى ذلك يوجد ترس خاص بعكس الحركة لتمكين المركبة من السير الى الخلف.

## أنواع التروس:

**ان اشهر انواع التروس المستخدمة في السيارات هي نوعان**

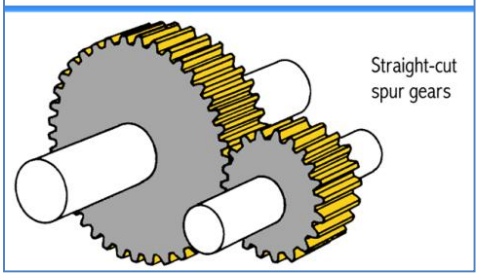
### ا- التروس الحلزونية: Helical Gears

**مزاياها**: تعمل بنعومة وهدوء
**مساوئها**: ينتج عنها قوة دفع في الاتجاه المحوري



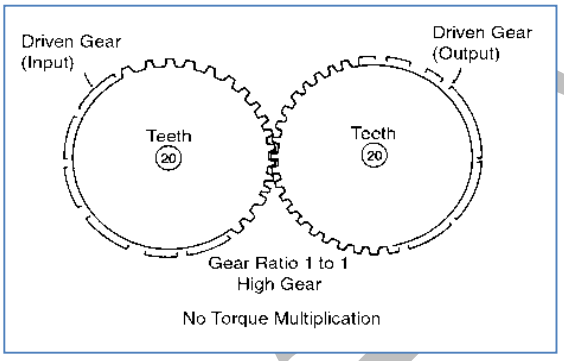

### 2- التروس العدلة: Spur Gears

**مزاياها**: لا ينتج عنها قوة دفع في الاتجاه المحوري
**مساوئها**: ينتج عنها صوت عالي (ضوضاء)




## ثانياً- العجلات المسننة (التروس) والعزوم:

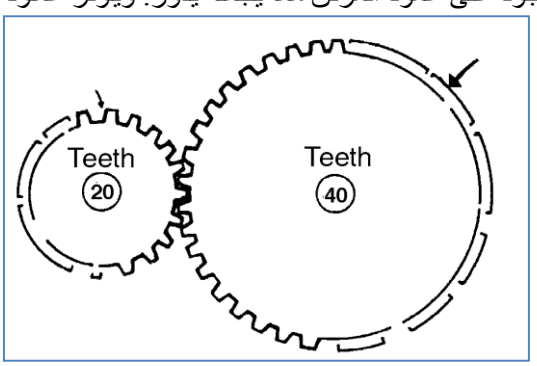
قبل التعمق في موضوع اجهزة نقل الحركة سنلقي نظرة على ما تقوم به التروس ويمكن تحديد نسبة التروس والعلاقة بين سرعتي عجلتين مسننتين معشقتين اذا علم عدد الاسنان المشكلة على كل من العجلتين المسننتين. اذا كانتا كلتا العجلتين متساويتان بعدد الاسنان دارتا بنفس السرعة وبعكس الاتجاه.

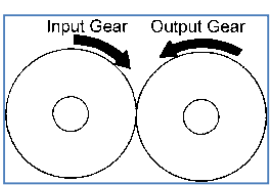


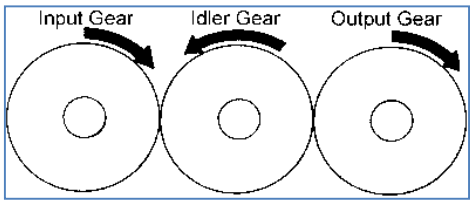

**ملاحظة**: - إذا كان عدد التروس المعشقة بهذه الحالة عدد زوجي فان الاتجاه يتغير وإذا كان عدد التروس فردي تكون الحركة بنفس الاتجاه.

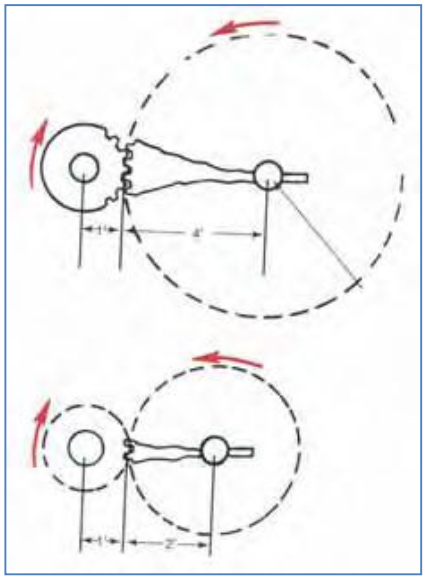
اذا كانت احدى العجلتين المشتبكتين (المعشقتين) ذات عدد من الاسنان اكبر من زميلتها. **مثلا اذا كان ترس ذو عدد من الاسنان (20 سن) معشق مع ترس ذو (40 سن) فأن الاول يدور دورتين حيث الثاني يدور دورةً واحدة فتكون نسبة السرعة بينهما هي (2 الى 1) وهي تخفيض بالسرعة، وذا كان الترس الاكبر هو القائد تكون نسبة السرعة بالعكس (زيادة بالسرعة) (1الى 2).**

**أ- العزم:** لا تتغير نسبة السرعة مع تغير عدد اسنان التروس فحسب بل يتغير كذلك العزم أيضا عندما يدور عمود او عجلة مسننة يكون هنالك عزم مؤثر فيه. فمكابس المحرك واذرع التوصيل تدفع المرفق الموجود على عمود المرفق مما يجعله يدور. ويؤثر عمود المرفق بعزم على العجلات المسننة الموجودة بمجموعة نقل الحركة التي تدور تبعا لذلك وتنقل القدرة (اللي، العزم) خلال مجموعة نقل الحركة الى اطارات المركبة مما يجعلها تدور.





## ب- عزم التروس:

يمكن قياس العزم المنقول بواسطة عمود او ترس باعتباره قوة في خط مستقيم مؤثرة في بعد معين من مركز الترس او العمود فاذا اردنا على سبيل المثال قياس العزم المنقول بين الترسين المعشقين. فأننا نثبت نهاية ميزان نابضي الى اسنان الترسين ثم يعين مقدار الشد في الميزان النابضي بواسطة التروس ومنه يمكن تعين العزم.

ولنفرض على سبيل المثال اننا قد وجدنا ان السن على الترس الناقل للحركة تدفع السن المقابلة لها على الترس المنقول اليه الحركة بقوة مقدارها (25 كغم) وبما ان هذه القوة تبعد بمقدار (10سم) (نصف القطر اي البعد عن مركز الترس الناقل للحركة) فان العزم يكون (250 كغم. سم) في مركز الترس الاصغر، اي ان الترس الناقل للسرعة (الترس الاصغر) يؤثر بعزم مقداره (250 كغم. سم) وتؤثر قوة دفع اسنان الترس الاصغر في اسنان الترس الاكبر. الى ان هذه القوة تدفع اسنان الترس الاكبر تكون على بعد (20سم) من المركز وعلى ذلك يكون العزم المؤثر في مركز الترس الاكبر مقداره (500 كغم. سم) فالقوة المؤثرة في سن الترس الاكبر هي نفس القوة المؤثرة في سن الترس الاصغر الى انها تؤثر بقوة مختلفة في المراكز الواقع على بعد مختلف.

## جـ - العزم ونسبة التخفيض:

**ان اهم نقطة يجب ملاحظتها هو انه اذا كان الترس الاصغر هو الناقل للحركة فان نسبة التخفيض تكون (2 الى 1) وتكون نسبة العزم (1 الى 2) وتكون سرعة دوران الترس الاكبر نصف سرعة دوران الترس الاصغر وعزم الترس الاكبر ضعف عزم الترس الاصغر.**

## ثالثاً- عملية نقل الحركة:

### وظيفة صندوق التروس العادي:

1. له القابلية على زيادة عزم الحركة المنقول الى العجلات القائدة، وذلك للتعجيل السريع.
2. إعطاء وضع الحياد الذي يفصل المحرك عن العجلات القائدة عند دوران المحرك.
3. إعطاء عدد من السرعات الأمامية، لملائمة ظروف القيادة.
4. له القابلية على تغير السرعة بسهولة وسلاسة.
5. ينقل القوى (السرعة، العزم) باقل خسارة.
6. اعطاء سرعة خلفية.

### أنواع صندوق التروس اليدوي:

1. **صندوق التروس الانزلاقي**
2. **صندوق التروس دائم التعشيق**
3. **صندوق التروس اليدوي الالي (Automated manual transmission. AMT)**
4. **صندوق التروس ذو القابض المزدوج (Dual-Clutch Transmission. DCT)**

### الأجزاء الرئيسية لصندوق التروس اليدوي دائم التعشيق:

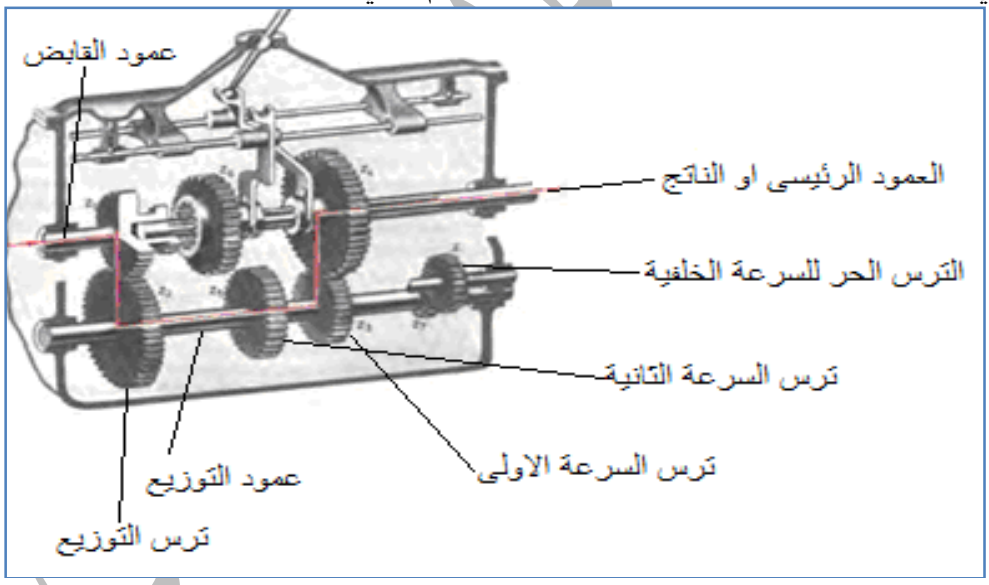
1. عمود الداخل (عمود القابض) Input Shaft
2. عمود التوزيع Counter Shaft
3. العمود الخارج Output Shaft
4. التروس Gears
5. علبة الصندوق Case
6. شوكة النقل (Shaft Forks)
7. رافعة تغيير السرعات Gear Shaft Lever
8. جهاز التوافق (المعشقات) (Synchronizers)

سنأخذ في الاعتبار نوعا بسيطا من اجهزة نقل الحركة مكون من ثلاثة سرع. جهاز نقل الحركة (صندوق التروس) مكون من ثلاثة اعمدة وثمانية تروس ذات احجام مختلفة وقد ظهر في الشكل الاجزاء المتحركة فقط. ولم تظهر العلبة الحاوية للمجموعة ولم تظهر الكراسي. وهنالك اربعة تروس مثبتة تبيت تاما في (عمود الادارة المقابل) (**عمود التوزيع**) وهي الترس الناقل للحركة والترس الثاني وترس الحركة البطيئة وترس السرعة الخلفية وعندما يكون القابض مشتبكا (معشق) والمحرك دائرا يعمل ترس عمود القابض على ادارة ترس عمود الادارة المقابل وبدوران العمود الناقل للحركة تدور التروس المثبتة عليه. ويدور عمود الحركة المقابل في اتجاه عكس دوران ترس عمود القابض. وعندما تكون التروس في وضع التعادل والمركبة واقفة في مكانها لا يدور العمود الرئيسي لنقل الحركة (العمود الناتج).

يتصل العمود الرئيسي لنقل الحركة اليا بالأعمدة والتروس التي تتصل في النهاية بعجلات المركبة. ويمكن تحريك ترسي نقل الحركة الموجودين على العمود الرئيسي الى الامام والخلف على مراود باستعمال رافعة نقل التروس (عصا التغير) الموجودة في حجرة القيادة في المركبة **والمراود** عبارة عن اسنان خارجية وداخلية متناسبة ومتشابكة وهي تسمح للتروس بالحركة في اتجاه المحور وتسمح في نفس الوقت للعمود والترس بالحركة الدائرية سويا.

## أ- السرعة البطيئة:

عندما تحرك رافعة الترس لجعل التعشيق في ترس السرعة البطيئة يتحرك الترس الكبير الموجود على العمود الرئيسي لنقل الحركة حتى يشتبك (يعشق) مع الترس الصغير الموجود على عمود التوزيع المقابل ويكون القابض غير معشق اثناء عملية نقل الترس المذكور وذلك لكي يقف تحريك عمود القابض وعمود التوزيع. وعندما يعشق القابض مرة ثانية يدور العمود الرئيسي (العمود الناتج) لنقل الحركة نتيجة لدوران الترس الناقل للحركة المركب على عمود القابض. ويكون ذلك بواسطة عمود التوزيع وبما ان هذا الاخير يدور بسرعة اقل من سرعة عمود القابض وبما ان الترس الصغير المركب عليه يكون معشقا مع الترس الكبير المركب على العمود الرئيسي لنقل الحركة فعلى ذلك تكون نسبة تخفيض السرعة (3الى1) وهنالك تخفيض اخر في مجموعة التروس الفرقية عند محور العجلات مما تجعل نسبة تخفيض التروس اكبر من ذلك (تقريبا 12 الى1) وذلك بين عمود المرفق والعجلات. وفي هذه الحالة تتحرك المركبة بسرعة بطيئة وعزم عالي.

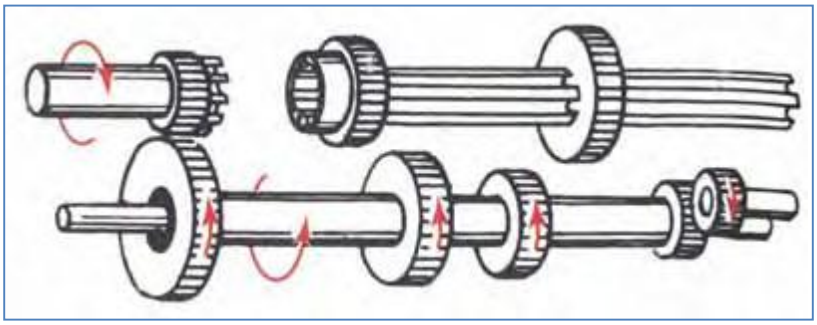



## ب- السرعة الثانية :

عندما تصل المركبة الى سرعة محددة او بمعنى اخر عندما يتطلب اختيار السرعة الثانية، نفصل القابض مرةً اخرى، نحرك رافعة نقل التروس الى الترس الثاني (يفك اشتباك الترس الكبير الموجود على المحور الرئيسي لنقل الحركة ويبتعد عن الترس الصغير الموجود على عمود الادارة المقابل). ينزلق الترس الصغير الموجود على العمود الرئيسي لنقل الحركة حيث يشتبك مع الترس الموجود على عمود الادارة المقابل ويعمل ذلك على تقليل نسبة التحفيض بين التروس (زيادة في السرعة مع نقصان في العزم) بحيث يتحرك عمود المرفق للمحرك ضعف دورات العمود الرئيسي لنقل الحركة.

## جـ - السرعة المباشرة (العالية):

عند وصول المركبة الى سرعة معينة ويحتاج ان نغير السرعة الى السرعة العالية، نقوم بالضغط على دواسة القدم للقابض وبعد ذلك نقوم بفك اشتباك الترسين المعشقين الموجودين على العمود الرئيسي والعمود المقابل. نحرك الترس الموجود على العمود الرئيسي الذي يحوي على بروز باتجاه ترس عمود القابض **وبعد التعشيق سوف يدور العمود الرئيسي بنفس سرعة عمود القابض والمحرك.**



### د- الحركة الخلفية:

عند الحاجة الى الحركة الى الخلف يجب ان تكون المركبة في حالت سكون في هذه الحالة يكون صندوق التروس في حالة حياد. نقوم بتعشيق اكبر ترس موجود على العمود الرئيسي مع اصغر ترس مجود على العمود المقابل **بواسطة الترس الحر** الموجود على العمود الحر الذي يقوم بعكس الحركة ونحصل في هذه الحالة على السرعة الخلفية.

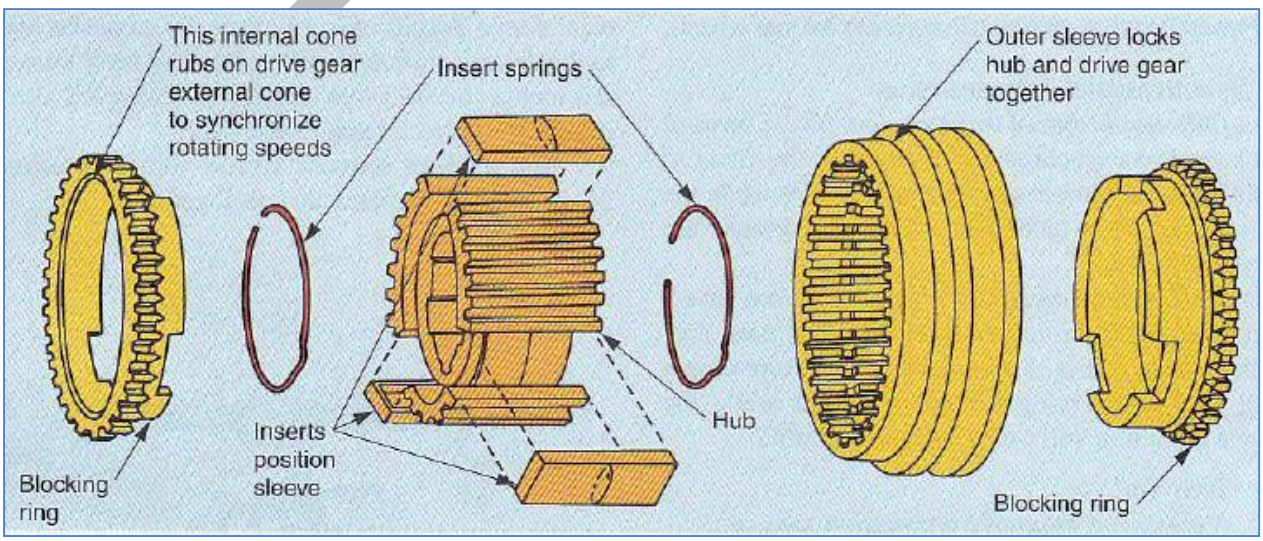
## جهاز التوافق (Synchronizers)

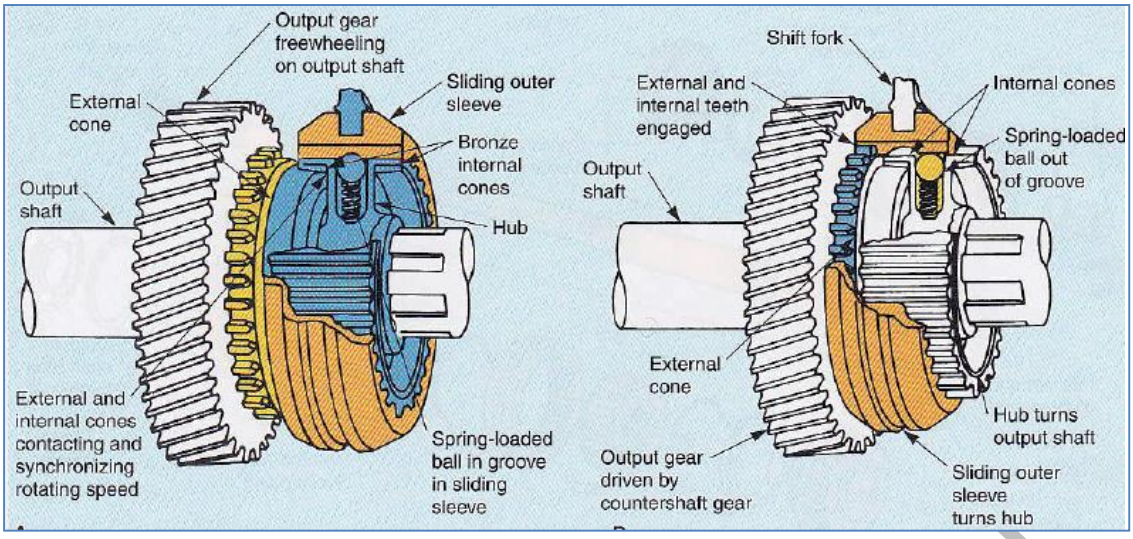
### وظيفة جهاز التوافق:

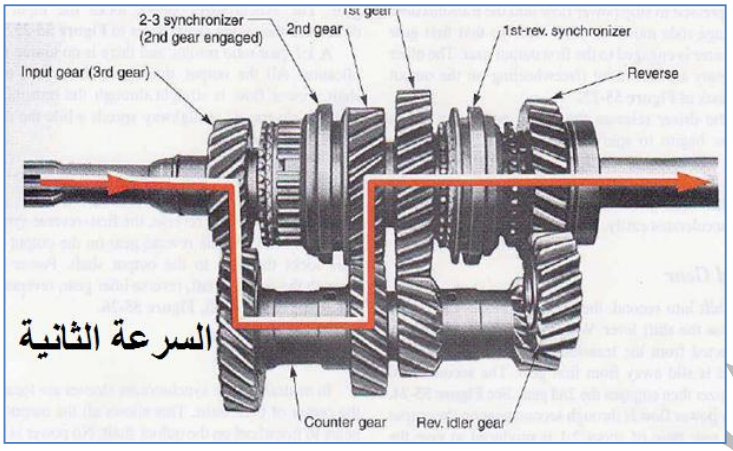
- ❖ منع تكسر اسنان التروس اثناء التعشيق، وذلك من خلال تقريب السرع بين التروس المراد تعشيقها.
- ❖ تعشيق الترس ذو السرعة المطلوبة مع العمود الخارج.

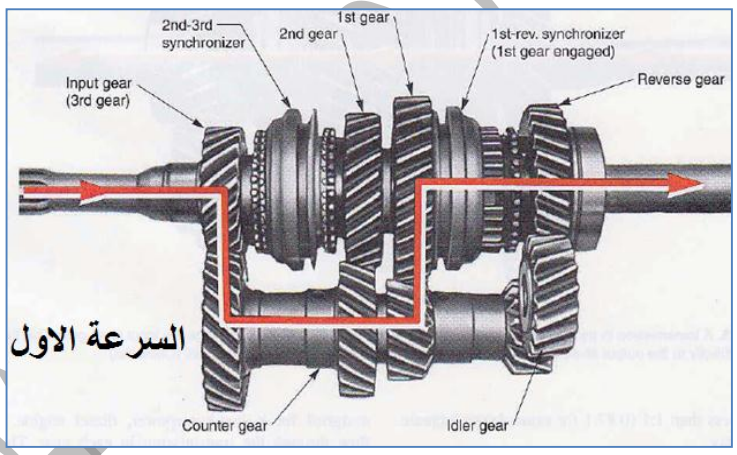
### عمل جهاز التوافق:

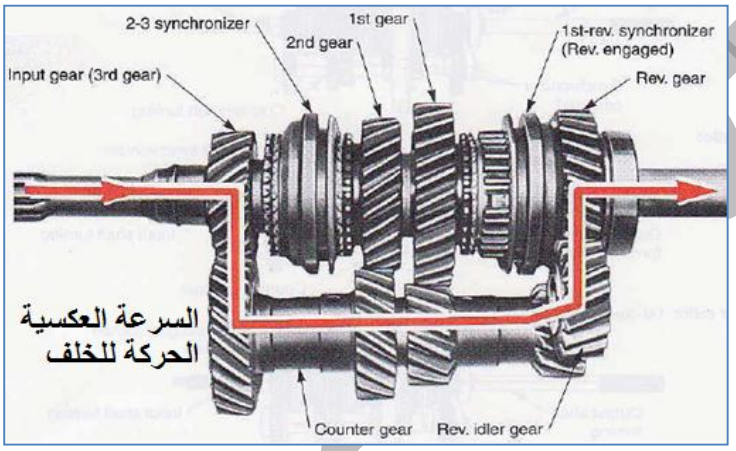
1. **عندما يراد تغير السرعة، جهاز التوافق ينزلق على العمود الخارج باتجاه الترس المراد تعشيقه.**
2. **البروز الجانبي المخروطي لجهاز التوافق سوف يكون تدريجيا بتماس لمخروط الترس المراد تعشيقه، وهنا يحدث احتكاك بين الاثنين.**
3. **الترس المراد تعشيقه سوف تتوافق سرعته بسرعة مع العمود الخارج وبالتالي سيدوران بنفس السرعة.**
4. **عندما تتعادل سرعتي الجهاز مع الترس المراد تعشيقه هنا تتقدم الصرة الخارجية لجهاز التوافق لتعشق الاسنان الجانبية العدلة للجهاز مع الاسنان الجانبية العدلة للترس المراد تعشيقة.**
5. **هنا القدرة تسري من خلال الترس المعشق الى العجلات القائدة.**

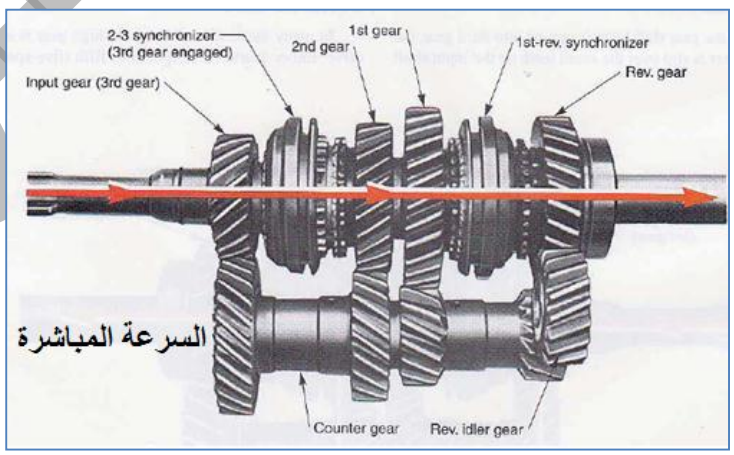


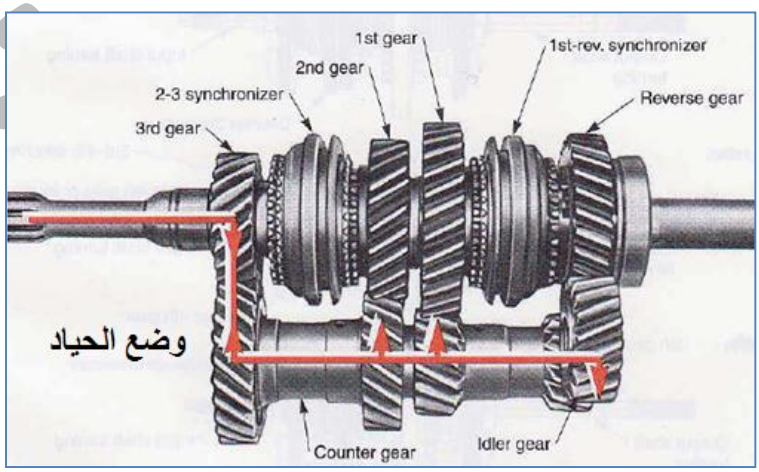

Output gear freewheeling on output shaft
Sliding outer sleeve
External cone
Bronze internal cones
Output shaft
Hub
External and internal cones contacting and synchronizing rotating speed
Spring-loaded ball in groove in sliding sleeve
Shift fork
External and internal teeth engaged
Internal cones
Spring-loaded ball out of groove
Output shaft
External cone
Hub turns output shaft
Output gear driven by countershaft gear
Sliding outer sleeve turns hub


2-3 synchronizer (2nd gear engaged)
2nd gear
1st-rev. synchronizer
Input gear (3rd gear)
Reverse
السرعة الثانية
Counter gear
Rev. idler gear


2nd-3rd synchronizer
2nd gear
1st gear
1st-rev. synchronizer (1st gear engaged)
Input gear (3rd gear)
Reverse gear
السرعة الاول
Counter gear
Idler gear


2-3 synchronizer
1st gear
2nd gear
1st-rev. synchronizer (Rev. engaged)
Input gear (3rd gear)
Rev. gear
السرعة العكسية الحركة للخلف
Counter gear
Rev. idler gear

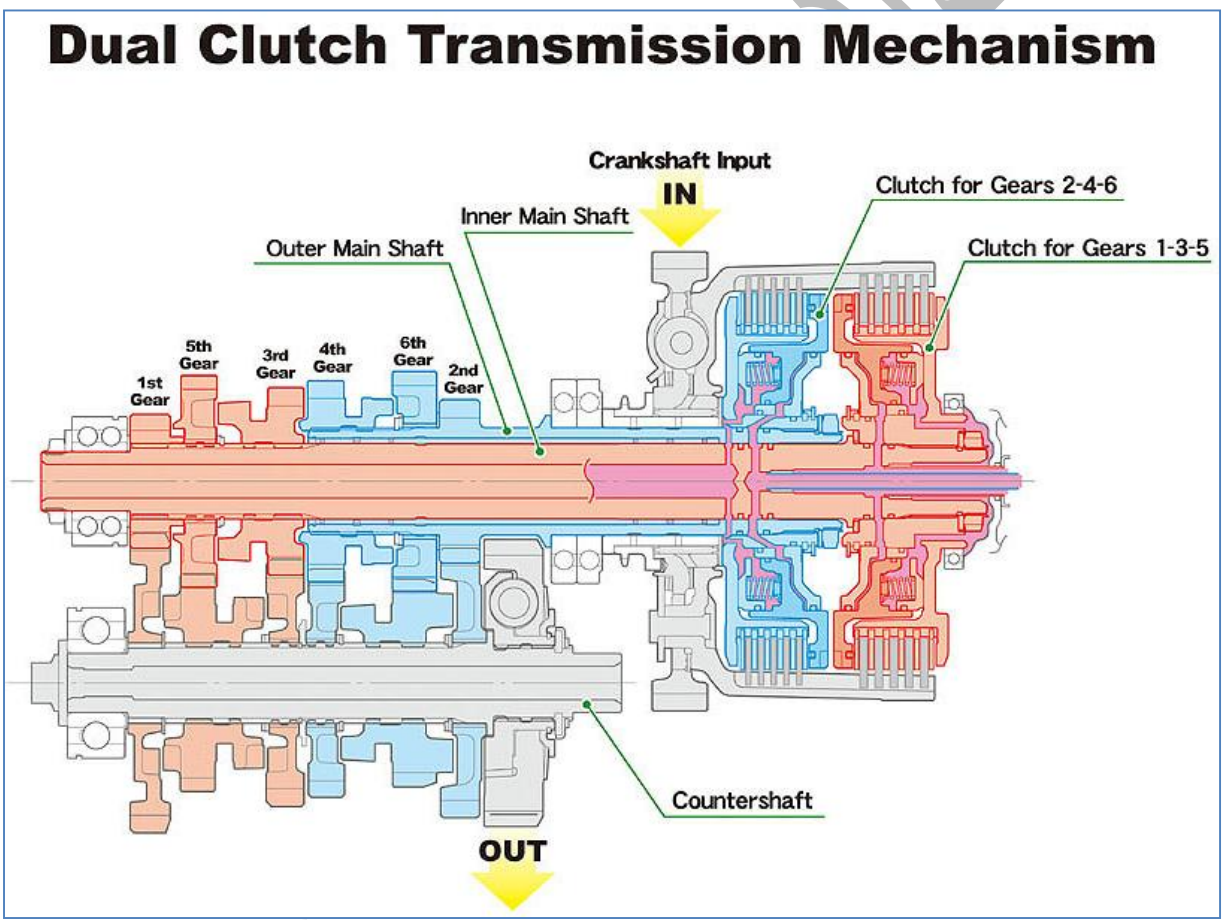

2-3 synchronizer (3rd gear engaged)
2nd gear
1st gear
1st-rev. synchronizer
Input gear (3rd gear)
Rev. gear
السرعة المباشرة
Counter gear
Rev. idler gear


1st gear
2nd gear
1st-rev. synchronizer
2-3 synchronizer
Reverse gear
3rd gear
وضع الحياد
Counter gear
Idler gear

## صندوق التروس ذو القابض المزدوج (Dual-Clutch Transmission. DCT):

هو صندوق تروس دائم التعشق ذو قابض مزدوج اي قابض عدد اثنان. القابض الاول يستخدم مع تعشيق السرع الفردية (الاول، الثالث، الخامس) اما القابض الثاني يستخدم مع تعشيق السرع الزوجية (الثاني، الرابع، السادس). يستخدم هذا الصندوق غالبا في السيارات الرياضية والسيارات السريعة، لسرعة الانتقال من سرعة الى اخرى وفي الحقيقة يعتبر صندوقين تروس مدمجين معا. **وهو صندوق تروس نصف اوتوماتيكي حيث لا يوجد دواسة القابض كما هو الحال في صندوق التروس اليدوي التقليدي.** في هذا النوع من صناديق التروس يستخدم كمبيوتر خاص لصندوق التروس (TCU) للسيطرة والتحكم بتعشيق التروس المطلوبة حسب المعطيات وظروف القيادة.

**طريقة عمل صندوق التروس ذو القابض المزدوج،** هو عند اختيار سائق المركبة وضع الحركة الى الامام (الوضع الالي) هنا تقوم وحدة التحكم بتشغيل القابض الاول (فصل القابض لغرض تعشيق السرعة المطلوبة ومن ثم وصل القابض) لتعشيق السرعة الاولى وعند وصول المركبة لسرعة معينة وحسب الظرف تقوم وحدة التحكم بتهيئة السرعة الثانية من خلال تشغيل القابض الثاني وتعشيق السرعة الثانية **وبدون توصيل الحركة الى العمود الناتج** اي **(يكون القابض الثاني في حالة فصل وتعشيق تروس السرعة الثانية فقط)**، في هذا الوقت تكون سرعتين معشقتان في نفس الوقت ولاكن، **يكون احد القوابض في حالة وصل والاخر في حالة فصل** فعند الانتقال من السرعة الاولى الى الثانية هنا تقوم وحدة تحكم الصندوق بفصل القابض الاول ووصل القابض الثاني فيتم **الانتقال من سرعة الى اخرى تقريبا بنفس الوقت اي دون هبوط بعزم المحرك.**




### مميزاته:

1- التغير من سرعة الى اخرى دون هبوط عزم المحرك.
2- اكثر راحة من نا قل الحركة اليدوي التقليدي.
3- سرعة الانتقال الى السرعة الاخرى.
4- يقلل من الاجهاد البدني أو النفسي.
5- اقتصادي في استهلاك الوقود.
6- له نسبة تعجيل جيدة.

### عيوبه:

1- كثرة الأعطال الإلكترونية والكهربائية ومعقدة نسبيا في الصيانة. 2- ذو تصميم معقد. 3- غالي الثمن.

## صندوق التروس اليدوي الالى (AMT):

هو صندوق تروس دائم التعشيق ذو قابض احتكاكي جاف ولاكن تغير السرعات يكون اللي. يعمل **AMT** بنظام بارع في اكتشاف الوظائف فهو مزود بكمبيوتر يقوم أوتوماتيكيا باكتشاف وضعية دواسة البنزين، والسرعة، بعد تشغيل السيارة وفقا لطريقة السائق في نقل السرعات في مختلف ظروف الطرق، فيقوم بعمل النقلة المناسبة في الوقت المناسب مستمدا البيانات من قاعدة البيانات الموجودة بالكمبيوتر. والميزة الكبيرة لهذه العملية، بالمقارنة مع التشغيل الآلي لمحولة عزم الدوران التقليدي، هو أن المحرك متصل دائماً ميكانيكياً بالعاجلات، الأمر الذي يمنح الشعور برد فعل السيارة الفوري لأوامر السائق.

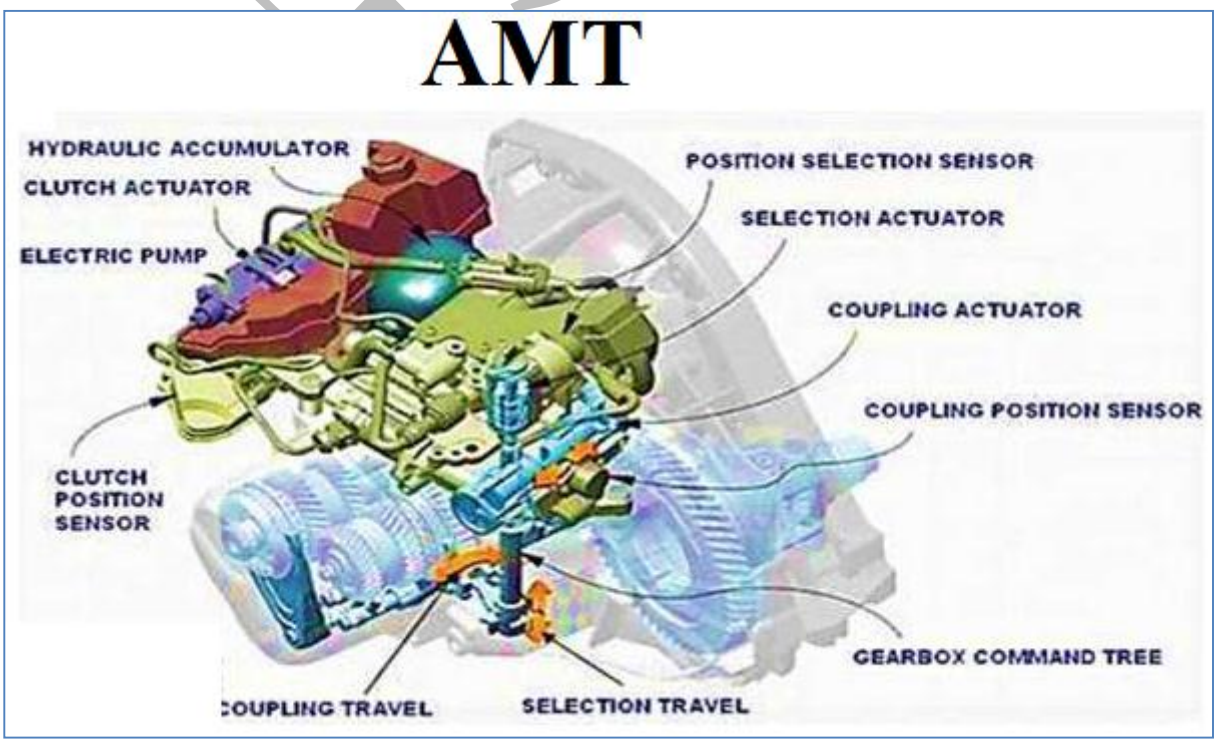
**طريقة عمل الـ(AMT)** كما ذكر ان هو صندوق تروس دائم التعشيق ذو قابض احتكاكي جاف ولاكن **لا** تحتوي المركبة على دواسة القابض وعتلة تغير السرع التقليدية كما هو الحال مع الصندوق التقليدي. في هذا النوع **يحتوي صندوق التروس على عصى تغير السرع اشبه بالعصى المستخدمة مع صندوق التروس الاوتوماتيكي ووحدة تحكم خاصة بالـ(AMT) تقوم بالسيطرة على المعشقات للتروس وعلى حركة القابض اي فصل ووصل القابض عند الحاجة، وذلك من خلال منفذات هيدروليكية تعمل على ضغط الهيدروليك بإشارة كهربائية. عند اختيار السرعة الى الامام في حالة الوضع الالي تقوم وحدة التحكم بأرسال اشارة الى المكبس الكهرو هيدروليكي للقابض ليتم فصل القابض ومن ثم ترسل وحدة التحكم اشارة الى المعشقات ليتم تعشيق السرعة المطلوبة فعند الضغط على دواسة الوقود للمركبة سوف تقوم وحدة تحكم الـ(AMT) بوصل القابض تدريجيا وبسرعة تعشيق محسوبة مسبقا فيتم توصيل الحركة، وتسير المركبة** اشبه بالمركبات ذات صندوق التروس الأتوماتيكي.

### محاسن صندوق التروس اليدوي الالي (AMT):

**1-** اقتصادي في استهلاك الوقود. **2-** يقلل من الاجهاد البدني أو النفسي.
**3-** أكثر راحة من ناقل الحركة اليدوي التقليدي.

### عيوب صندوق التروس اليدوي الالي (AMT):

1. غالي الثمن.
2. تكنولوجيا معقدة.
3. ذو تعجيل قليل عند الوضع الاوتوماتيكي.
4. صعوبة صيانة المنظومة الهيدروليكية الالكترونية التابعة له.
5. يمكن أن يكون ضعيف في السرعات المنخفضة وعند وقوف السيارات.



# ((اهم العيوب التي تحدث لصندوق التروس التوافقي بشكل عام))

## 1- تسرب زيت التزييت: الاسباب هي:

a) ارتفاع مستوى زيت التزييت.
b) استخدام زيت غير مناسب.
c) تلف موانع التسرب.
d) وجود ثقب او شرخ في علبة صندوق التروس.
e) عدم إحكام ربط براغي تفريغ الزيت.

## الصيانة اللازمة:

التأكد من مستوى الزيت.
تغير الزيت.
استبدال موانع التزيت.
معالجة الثقب واعادة ملئ الزيت.
التأكد من ربط البراغي بأحكام.

## 2- عدم وجود اى قدرة: الاسباب هي:

a) انزلاق القابض.
b) كسر في العمود الناتج او عمود القابض.
c) تأكل في شوكة النقل.
d) كسر او تأكل في اسنان ترس القابض.

تنظيف القابض والتأكد من قرص الضغط والاحتكاك.
استبدال العمود التالف.
استبدال شوكة النقل.
استبدال الترس.

## 3- صدور أصوات من صندوق التروس:

a) تأكل الكراسي.
b) تأكل التروس أو عمود الإدارة.
c) عدم استقامة تركيب صندوق التروس.
d) وجود عيب في قرص الاحتكاك بالقابض.
e) كبر خلوص التروس على العمود الرئيسي.
f) زيادة مقدار الحركة.

استبدال الكراسي.
استبدال التالف.
اعادة ضبط المحاور.
استبدال قرص الاحتكاك.
استبدال التروس.
اعادة ضبط الخلوص.

## الاعطال الكهربائية الاكثر شوعاً في صندوق التروس الـ(AMT) وصندوق التروس الـ(DCT)

1- تأخير التبديل من سرعة الى سرعة اخرى. **السبب،** تلف في حساسات سرعة العجلة او المركبة.

2- عدم تعشيق السرعة النهائية. **السبب،** تلف حساس سرعة العجلة او المركبة او ضعف في الضغط الهيدروليكي اذا كان من نوع الـ(AMT).

3- سير المركبة على سرعة واحدة فقط. **السبب،** تلف في وحدة التحكم او تلف في التوصيلات الكهربائية.

4- عدم التعشيق او فشل في توصيل الحركة. **السبب،** تلف في وحدة التحكم او تلف في التوصيلات الكهربائية.

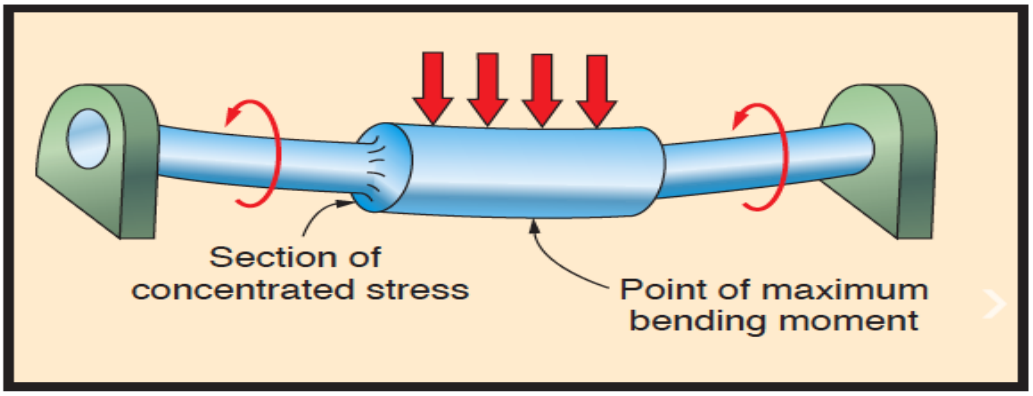
# Shafts

A shaft is a rotating دورية machine element الة جزء used تستعمل to transmit لنقلpower force طاقة القوى from one placeمن مكان to another الى اخر. The power الطاقة delivered تسلم to the shaft by some tangential force and resultant torque (twisting moment) and cause bending to the shaft.

## Materials used for shafts: المواد المستخدمة في تصنيع العمود

Materials used for the shafts should have the following properties;

1- It should have high strength. يجب ان يكون قوي
2- It should have good machinability. يجب ان يكون قابل للتشغيل
3- It should have good heat treatment properties. يجب ان يمتلك خواص معاملة حرارية
4- It should have a high wear resistance. يجب ان يمتلك مقاومة البلى او الاحتكاك




## Typey of shafts:

1- Transmission shafts.أعمدة او محور ناقل الحركة
2- Machine shafts.أعمدة او محور الآلة

1- **Transmission shafts:** the shafts العمود transmitينقل power طاقة الحركة between بين the shaft المحور and machinesوالالة . These shafts هذه المحاورcarryتحمل machine partsاجزاء الالة such as مثل pulleys and gearsالبكرات والتروس , therefore لهذا they are subjected يتعرضون to bending إلى الانحناء in addition بالإضافة to twisting الالتواء.

## Stress in shafts: الاجهادات على العمود

1- Shear stress إجهاد القص due to نتيجة ل the transmission of torque نقل عزم الدوران (torsional loadالحمل الالتوائية ).
2- Bending stress إجهاد الإنحناء (tensile or compressive stress اجهاد الشد أو الضغط) due to نتيجة ل the force القوة acting تؤثر machine elements على اجزاء الماكنة.
3- Stressالاجهادات due toنتيجة ل combined تجمع torsional .الأحمال الالتوائية and bending loads. الأحمال الانحناء

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{R} = \frac{G\theta}{L}$$

Where:

J: polar moment. مقياس لقدرة الجسم على عكس أو مقاومة الالتواء عند تطبيق قدر معين من عزم الدوران عليه على محور محدد.

τ: shear stress. قوة تميل إلى التسبب في تشوه المادة عن طريق الانزلاق على طول مستوى أو مستويات موازية للضغط المفروض.

R: radius of shaft. نصف قطر المحور

G: modulus of twist.معامل الالتواء

θ: angle of twist. .زاوية الالتواء

L: length of shaft.طول العمود

- Shafts subjected to twisting moment only. لحظة تعرض العمود الى عزم دوران فقط

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$ for solid shaft لعمود صلب

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d_\circ^3 [1 - K^4]$$ for hollow shaft لعمود مجوف

$$K = \frac{d_i}{d_\circ}$$

- Shafts subjected to bending moment only.لحظة تعرض العمود الى عزم انحناء فقط

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d^3$$ for solid shaft لعمود صلب

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d_\circ^3 [1 - K^4]$$ for hollow shaft لعمود مجوف

- **Shaft subjected to combine twisting and bending moment.** .
  لحظة تعرض العمود الى عزم انحناء وعزم التواء

a. Maximum shear stress theories:

$$T_e = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$ for solid shaft

$$T_e = \sqrt{m^2 + \tau^2}$$

b. Maximum normal stress:

$$M_e = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d^3$$ for solid shaft

$$M_e = \frac{1}{2}[M + T_e]$$

## 2- Machine shaft: عمود الآلة

Cardan shaftاعمدة الكرد , crank shaft العمود الفقري لمحرك الاحتراق الداخلي for complex cardan shaft.

**Cardan shaft: اعمدة الكرد**

It transmits power ينقل الطاقة الحركة from من the gearbox ناقل الحركة to the rear axle المحور الخلفي, this shaft هذا العمودmust be يجب ان starting يبدا to resist يقاوم the twisting الالتواء that acting يؤثر الذي during اثناء torque عزم الدوران it should يجبbe يكون resilient مرن to absorb ليمتص the torsional shocks صدمة الالتواء.

- The calculated speed السرعة المحسوبة of cardan shaft لمحور الكرد is about 60 percent higherاكبر than the engine speed سرعة الماكنة at maximum power عند الطاقة القصوى.

$T_e$= engine torque. عزم دوران الماكنة

G= overall gear ratio. نسبة التروس الكلية

$T_t$= torque transmitted by the cardan shaft عزم الدوران الذي ينتقل عن طريق عمود الكردان

$$T_t = T_e \times G$$

The frictional force قوى الاحتكاك develops تصاعدhorizontally افقيا and the weight ووزن on the axle المحور developsيتصاعد vertically عموديا in the axile بالمحور. This intensity هذه الشدة of stress للإجهاد is **zero** هي صفر at the surface على السطح and maximum واقصى قيمة at the center على محور of the axle الدوران.

تتصاعد قوة الاحتكاك أفقيًا وتتصاعد الوزن على المحور رأسيًا في المحور. شدة الضغط هذه تكون صفرًا على السطح والحد الأقصى عند مركز المحور.

**Example 1:**

Shaft rotating at (200 rmp) is to transmit 20 kw, the shaft may be assumed to be made of mild steel with allowable shear stress 42 Mpa. Determine the diameter of the shaft, neglect the bending moment on the shaft.

**Solution:**

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

$$P = \frac{2\pi NT}{60} \Rightarrow T = \frac{P \times 60}{2\pi N}$$

$$T = \frac{20 \times 10^3 \times 60}{2 \times \pi \times 200} = 955\ N.m = 955 \times 10^3 N.mm$$

$$955 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times 42 \times d^3$$

$$955 \times 10^3 = 8.25d^3 \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{955 \times 10^3}{8.25}} = 48.7\ mm$$

**Example 2:**

A pair of wheels of railway wagonعربة السكك الحديدية carries a load of 50 KN on each axle box acting at distance of 100 mm outside the wheelbase. The gage of the rail is 1.4 m. find the diameter of the axle between the wheels. If the stress is to exceed 100 Mpa. Take the maximum bending moment $5*10^6$ N.mm.

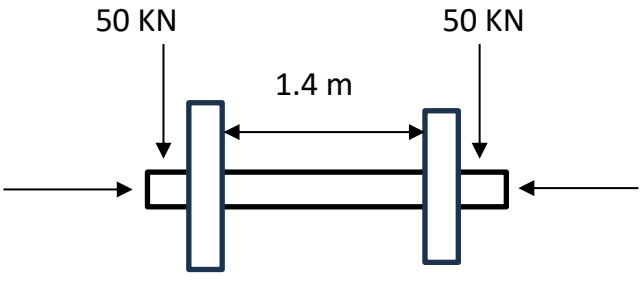
**Solution:**

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d^3$$

$$5 \times 10^6 = \frac{\pi}{32} \times 100 \times d^3$$

$$5 \times 10^6 = 9.82d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \times 10^6}{9.82}} = 0.79\ mm$$



**Example 3:**

An automobile engine develops a maximum torque of 162 N.m, the overall ratio (G=2.75*4.25). the effective wheel radius is 0.325m and the coefficient of friction between the tire and the road surface is (0.6). If the permissible shear stress is $32372*10^4$ determine the maximum diameter assuming that the load is tortional, and the maximum load on each wheel.

**Solution:**

Torque can be transmitted by the Carden shaft

$$T_t = T_e \times G = 162 \times 11{,}687 = 1893.4\ N.m$$

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{R} \Rightarrow \frac{T}{\frac{\pi}{32}d^4} = \frac{\tau}{\frac{d}{2}}$$

$$\frac{1893.4}{\frac{\pi}{32}d^4} = \frac{32373 \times 10^4}{\frac{d}{2}}$$

$$d = 31\ mm$$

The same amount of torque is transmitted to each wheel.

Tractive effort $= \frac{1893.4}{0.325} = 5825.8\ N$ $\qquad T_E = \frac{T_{total}}{R}$

Load on each wheel $= \frac{5825.8}{0.6} = 9709.7\ N$ $\qquad F = \frac{F}{\mu}$

## Homework 1:

Calculate the maximum intensity of shear stress and the angle of twist in degree for length of 10 m for a solid shaft of 10 cm diameter transmitting 150 kg.cm/min at 150 rpm. Take ($G=0.82*10^6$ Kg/cm$^2$) for the material of the shaft.

## Homework 2:

A solid shaft is transmitting 1 MW and 240 rpm. Determine the diameter of the shaft if the maximum torque ($47.7*10^3$) N.m, and the maximum allowable shear stress (60 Mpa).

## Homework 3:

An engine develops 29.5 kw at 200 rpm when the torque is maximum. The low gear ratio is 3:1 and the back axle reduction is 4.5:1. The load on each driving axle is 7357.5 N. when the car is fully loaded. Diameter of road wheel over the types is 0.71 m. and the coefficient of adhesion between the type and road is 0.6. if the permissible stress in the material of the shaft is not exceed $22072.5*10^4$. Find the diameter of the axle shaft.

## Homework 4:

A solid circular shaft is 60 cm in diameter. Find the H.P transmitted at 120 rpm. If the permissible shear stress is 62.5 kg/cm$^2$.

## Homework 5:

A solid circular shaft is subjected to a bending moment of 3000 N.m and torque of 10000 N.m. the shaft is made of steel have allowable tensile stress of 116.7 N/mm$^2$, and allowable bending stress 83.3 N/mm$^2$. Determine the diameter of the shaft.

---

## 1- Introduction: -

A spring is defined as an elastic body, whose function is to distort ( وظيفتها التشويه) when loaded and to recover its original shape when the load is removed (استعادة شكلها الصلي بعد زوال الحمل).

**applications of springs are as follows** (تطبيقات السبرانك).

**1.** absorb or control energy (امتصاص الطاقة) due to either shock or vibration as in car springs, railway buffers, air-craft landing gears ( كما هو الحال في نوابض السيارات ومهبط الطائرات وعجلات الهبوط)

**2.** To apply forces, as in brakes, clutches and spring.

**3.** To control motion ((للتحكم في السيطرة by maintaining contact between two elements (الحفاظ على السيطرة بين عنصرين).

**4.** To store energy, etc. (لحفظ الطاقة).

## 2-Material for Helical Springs: -

The material of the spring should have high fatigue strength, high ductility, high resilience and it should be creep resistant. It largely depends upon the service for which they are used *i.e*. **average service or light service**.

يجب أن تتمتع مادة الزنبرك بمقاومة عالية للتعب، وقابلية عالية للسحب، ومرونة عالية. ومقاومة للزحف. ويعتمد ذلك إلى حد كبير على الخدمة التي تستخدم من أجلها، أي الخدمة الشديدة أو الخدمة المتوسطة أو الخدمة الخفيفة

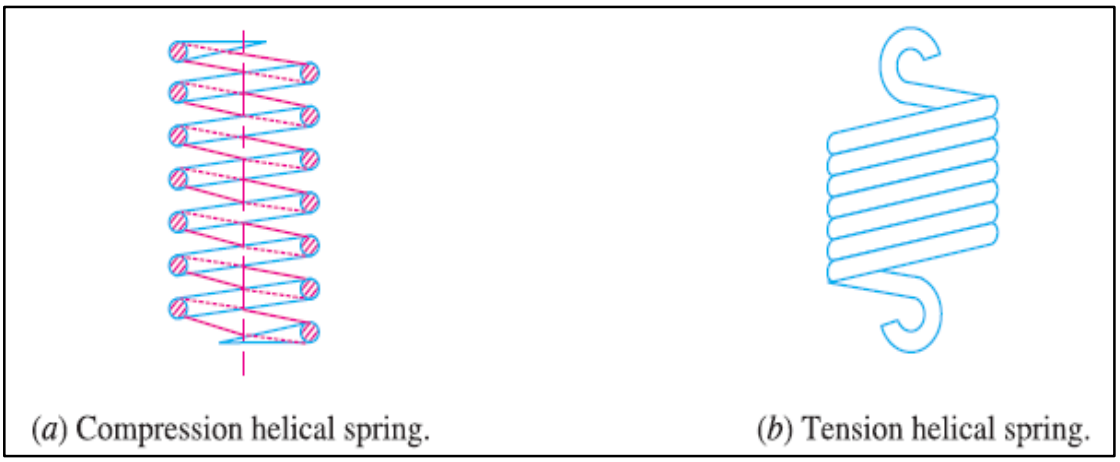
## 3- Types of Springs: -

### 1- *Helical springs*: -

The helical springs are made (تصنع النوابض الحلزونية) up of a wire coiled in the form of a helix and is primarily intended (مخصصة للأحمال الانضغاطية) for compressive or tensile loads.

**The two forms of helical springs are** (أنواع النوابض الحلزونية).

- ✓ **Compression helical spring (نابض ضاغط)**
- ✓ **tension helical spring (نابض مشدود)**



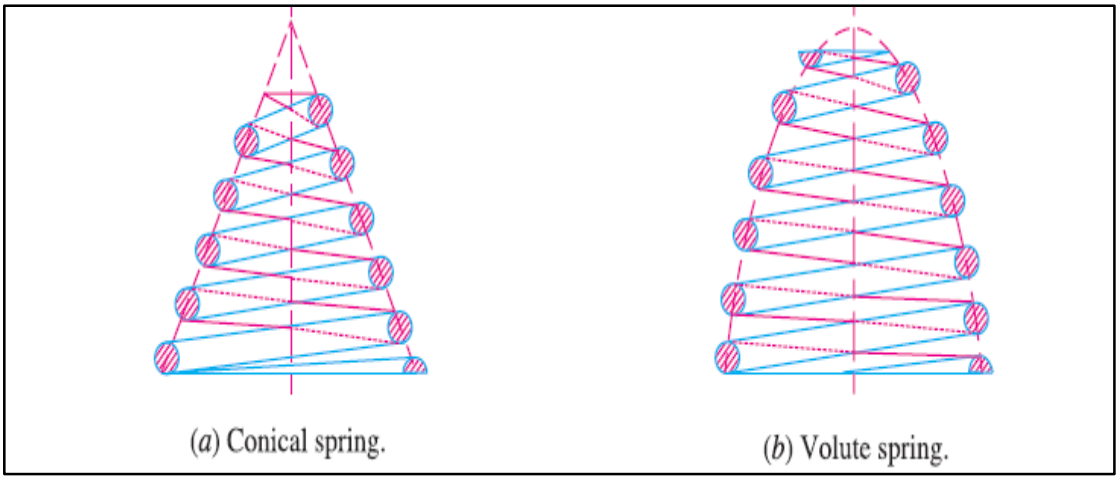
(*a*) Compression helical spring. (*b*) Tension helical spring.

### The helical springs advantages. (محاسن النوابض الحلزونية)

**(1)** easy to manufacture. (سهل التصنيع)
**(2)** available in wide range. (متوفرة بنطاق واسع)
**(3)** These are reliable. (موثقيه عالية)
**(4)** These have constant spring rate. (تتمتع بمعدل سبرنك ثابت)
**(5)** Their performance can be predicted more accurately. ( يمكن التنبؤ بأدائهم بشكل أكثر دقة)
**(6)** Their characteristics can be varied by changing dimensions. ( يمكن تغيير عن طريق تغيير الابعاد)

## 2. Conical and volute springs (نوابض مخروطية)

The conical and volute springs, as shown in Fig blew, are used in special applications. with a spring rate that increases with the load is desired ( معدل يزداد مع الحمل المطلوب). **The conical spring,** as shown in Fig. (***a***), is a uniform pitch whereas the volute springs, as shown in Fig. (***b***), with constant pitch



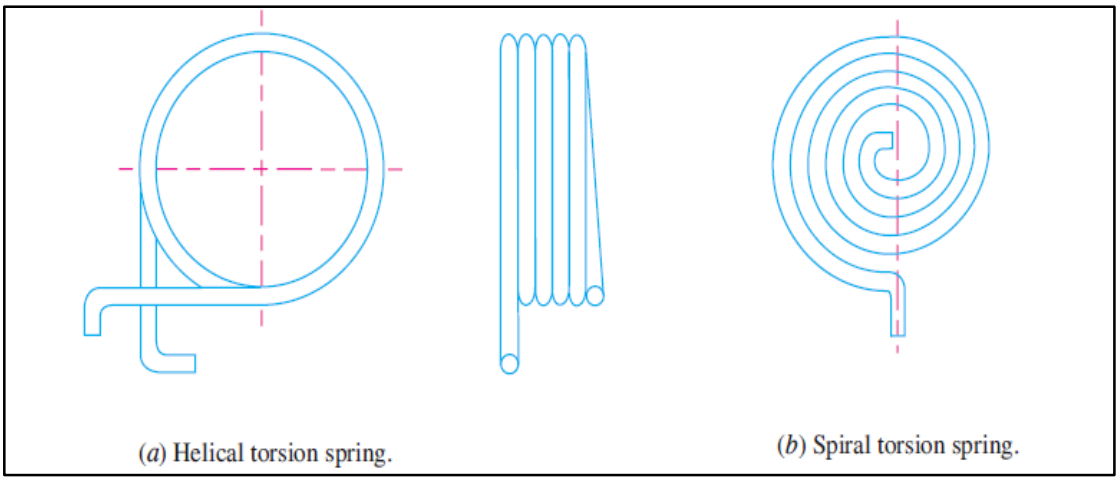
(*a*) Conical spring. (*b*) Volute spring.

## 3. Torsion springs.

These springs may be of ***helical*** or ***spiral*** type as shown in Fig. a. The **helical type** may be used only in applications where the load tends to wind up the spring and are used in various electrical mechanisms.

Not: - The major stresses produced in torsion springs are tensile and compressive due to bending.

إن الضغوط الرئيسية التي تنتج في نوابض الالتواء هي الشد والضغط بسبب الانحناء



(*a*) Helical torsion spring. (*b*) Spiral torsion spring.

## 4. Laminated or leaf springs.

The laminated or leaf spring (السبرنك الرقائقي او الورقي) (also known as ***flat spring*** or ***carriage*** ***(سبرنك العربة او المسطح)***
consists of a number of flat plates (known as leaves) lengths held together by means of clamps and bolts ((اطوال يتم تثبيتها سويا بواسطة براغي, as shown in Fig. 23.4. These are mostly used in automobiles. (تستخدم غالبا في السيارات)

Not: - The major stresses produced in leaf springs are tensile and compressive stresses.

الإجهادات الرئيسية التي تنتج في نوابض الأوراق هي إجهادات الشد والضغط.

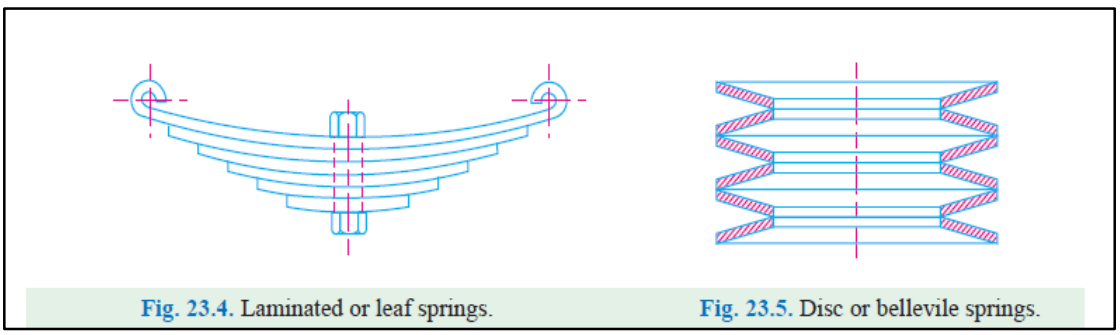


Fig. 23.4. Laminated or leaf springs. Fig. 23.5. Disc or bellevile springs.

## Terms used in Compression Springs: -

The following terms used in connection with compression springs are important from the subject point of view.

المصطلحات تستخدم فيما يخص نوابض الضغط من وجهة نظر الموضوع

**1. *Solid length.*** When the compression spring is compressed until the coils come in contact with each other, then the spring is said to be ***solid.*** Mathematically, Solid length of the spring.

where**'s**

$LS = n'.d$

$n'$ = Total number of coils, and

$d$ = Diameter of the wire.

## 2. *Free length.*

The free length of a compression spring, as shown in Fig. is the length of the spring in the free or unloaded condition.

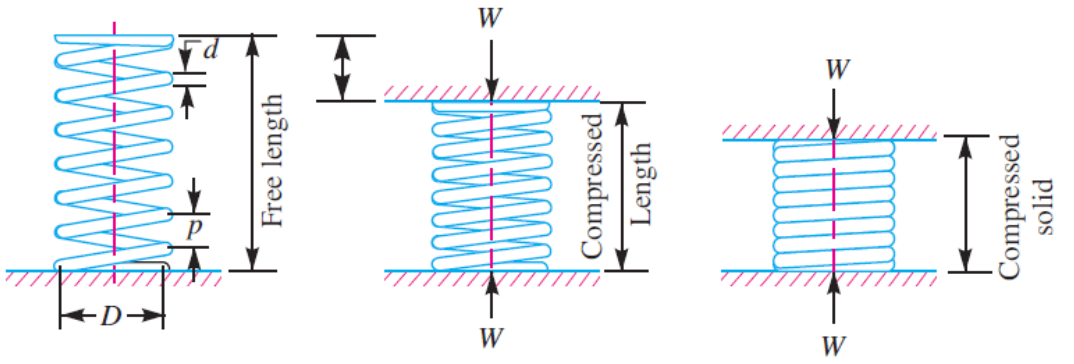



**Fig. 23.6.** Compression spring nomenclature.

Free length of the spring.

$Lf$ = Solid length + Maximum compression + *Clearance between adjacent coils (or clash allowance)

$$Lf = n'.d + \gamma\ mix + 0.15\ \gamma\ max$$

The following relation may also be used to find the free length of the spring, *i.e.*

$$Lf = n'.d + \gamma\ max + (n' - 1) \times 1\ \text{mm}$$

In this expression, the clearance between the two adjacent coils is taken as 1 mm.

يتم أخذ الخلوص بين الملفين المتجاورين على أنه 1 مم

**3. *Spring index*.** The spring index is defined as the ratio of the mean diameter of the coil to the diameter of the wire. Mathematically, Spring index,

$$C = D / d$$

Where's
$D$ = Mean diameter of the coil, and
$d$ = Diameter of the wire.

**4. *Spring rate*.** The spring rate (or stiffness or spring constant) is defined as the load required per unit deflection of the spring. Mathematically, Spring rate,

$$k = W / \gamma$$

where's
$W$ = Load,
ɣ = Deflection of the spring.

**5. *Pitch*.** The pitch of the coil is defined as the axial distance between adjacent coils in uncompressed state. Mathematically Pitch of the coil.

$$p = \frac{free\ length}{n^- - 1}$$

The pitch of the coil may also be obtained by using the following relation, *i.e.*

$$p = \frac{Lf - Ls}{n^-} + d$$

Where's
$Lf$ = Free length of the spring.
$Ls$ = Solid length of the spring.
$n'$ = Total number of coils.
$d$ = Diameter of the wire.

## Stresses in Helical Springs of Circular Wire: -

Consider a helical compression spring made of circular wire and subjected to an axial load *W*, as shown in Fig. 23.10 (*a*). Let

D = mean diameter of the spring coil,

d = Diameter of the spring wire,

n = Number of active coils,

G = Modulus of rigidity for the spring material,

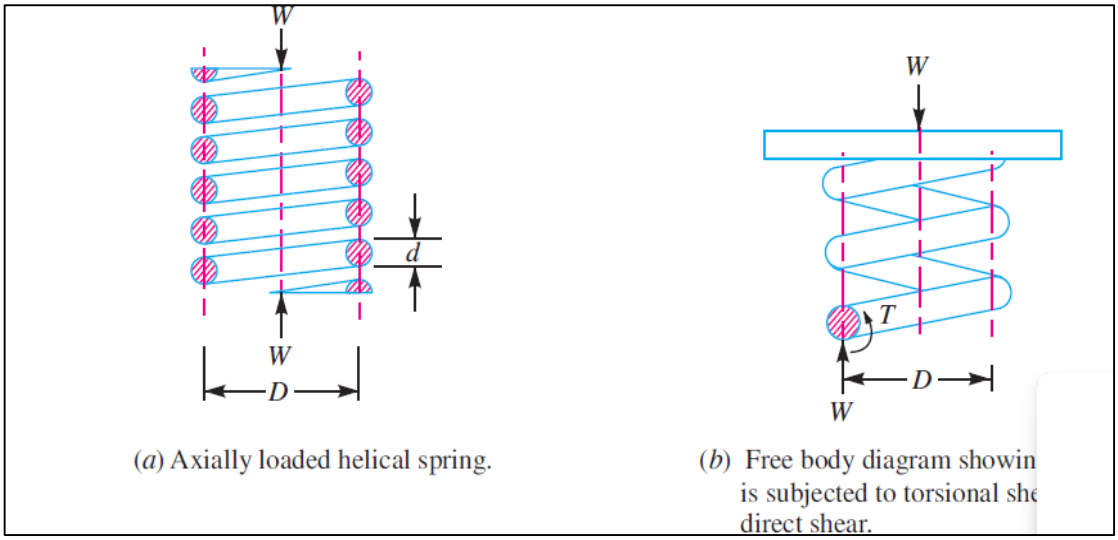
W = Axial load on the spring,

τ = Maximum shear stress induced in the wire,

C = Spring index = D/d

p = Pitch of the coils, and

δ = Deflection of the spring, as a result of an axial load W.




(*a*) Axially loaded helical spring.

(*b*) Free body diagram showin is subjected to torsional she direct shear.

The load (W) tends to rotate the wire due to the twisting moment (T) set up in the wire. Thus **torsional shear stress is induced in the wire**.

$$T = W * \frac{D}{2} = \frac{\pi}{16} * \tau * d^3$$

$$\tau_1 = \frac{16 * w * D}{2 * \pi * d^3} = \frac{8 * w * D}{\pi * d^3}$$

We know that **direct shear stress** due to the load *W*,

$$\tau_2 = \frac{load}{\text{Cross} - \text{sectional area of the wire}}$$

$$\tau_2 = \frac{w}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4w}{\pi * d^2}$$

We know that the resultant shear stress induced in the wire: -
Maximum shear stress induced in the wire = Torsional shear stress + Direct shear stress

$$\boldsymbol{\tau = \tau_1 + \tau_2}$$

*KS* = Shear stress factor = $1 + \frac{1}{2c}$

$c = spring\ index$

**Example.1.** A compression coil spring made of an alloy steel is having the following specifications. Mean diameter of coil = 50 mm; Wire diameter = 5 mm; Number of active coils = 20. If this spring is subjected to an axial load of 500 N; **calculate** 1- Shear stress factor 2- Total maximum shear stress.

**Solution.** Given: $D$ = 50 mm; d = 5 mm; *$n$ = 20; $W$ = 500 N

$$c = \frac{D}{d} = \frac{50}{5} = 10$$

Shear stress factor $ks = 1 + \frac{1}{2c} = 1 + \frac{1}{2*10} = 1.05$

$$\tau_t = \tau_1 + \tau_2$$

$$\tau_1 = \frac{8 * w * D}{\pi * d^3} =$$

$$\tau_2 = \frac{4w}{\pi * d^2} =$$

**Example.2.** A helical spring is made from a wire of 6 mm diameter and has outside diameter of 75 mm. If the permissible shear stress is 350 MPa and modulus of rigidity 84 kN/mm2, **Find** the axial **load** which the spring can carry and the **deflection** per active turn.

**Solution.** Given: $d$ = 6 mm; $Do$ = 75 mm; $\tau$ = 350 MPa = 350 N/mm2; $G$ = 84 kN/mm2 = 84 × 103 N/mm2

We know that mean diameter of the spring

$$D = D_O - d = 75 - 6 = 69\ mm$$

Spring index

$$c = \frac{D}{d} = \frac{69}{6} = 11.5$$

$$Ks = 1 + \frac{1}{2c} = 1 + \frac{1}{2 * 11.5} = 1.043$$

maximum shear stress induced in the wire ($\tau$).

$$\tau_1 = \frac{8 * w * D}{\pi * d^3}$$

$$350 = \frac{8 * w * 69}{\pi * 6^3} = - - - - w = \frac{350 * 3.14 * 6^3}{8 * 69} = 430\ N$$

$$K = \frac{W}{\gamma} = 1.043 = \frac{430}{\gamma} - - - - \gamma = 412mm$$

**Example.3.** Design a compression spring if you know that outer diameter (100 mm) iner diameter (80 mm) and umber od spring (N=7) if diameter of coil (10 mm)

**Find: -**

1- number of **active** spring.
2- **pitch** –P of the coils spring.
3- **mean** diameter –Dm.
4- Spring **index**.
4- **drawing** of spring.

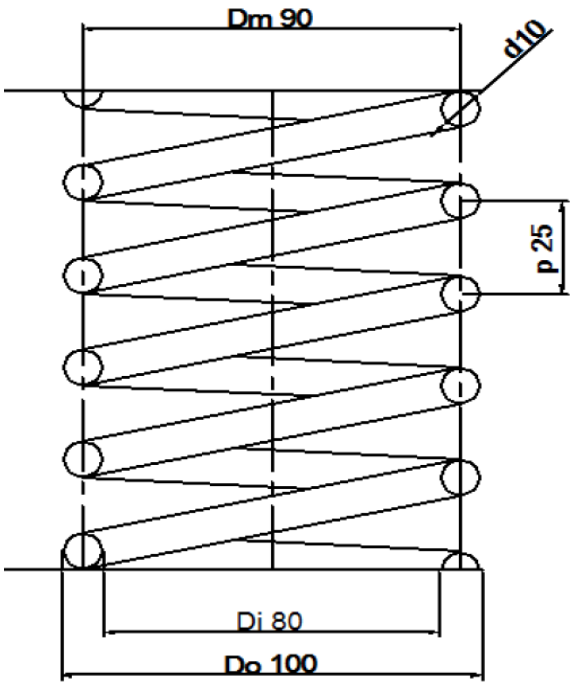
SLO: -

1- number of **active** = N-1.5= 7-1.5=5.5

2- **pitch= 2.5*d= 2.5*10=25mm**

3- **mean** diameter → $\boldsymbol{Dm = \frac{D_O + D_i}{2} = \frac{100+80}{2} = 90mm}$

4- Spring **index** → $\boldsymbol{c\frac{D}{d} = \frac{100}{80} =}$ 1.25



**Example.4.** Design a compression spring if you know that outer diameter (110 mm) iner diameter (90 mm) and umber of spring (N=10) Deflection of the spring (212 mm) Spring rate (2 $N$).

**Find: -**

1- number of active spring
2- pitch –P of spring
3- mean diameter –Dm
4- $Lf$ = Free length *and* $Ls$ = Solid length of the spring.
5- load acting compression one side **and** two side.

Sol: -

1- number of active→ $N_{act}$= N-1.5= 10-1.5=8.5

2- pitch –P of spring

(بما انه ذكر تشوه ينطبق قانون الخطوة للطول الحر $L_f$ و الطول الصلد $L_s$ )

- $L_s = N_{act} * d = 8.5 * 10 = 85$ mm
- $L_s = N_{act} * d + \gamma_{max} + 0.15 * \gamma_{max}$

$$L_s = 8.5 * 10 + 212 + 0.15 * 212 = 328.8 \text{ mm}$$

(ثم نقوم بتطبيق قوانين إيجاد الخطوة)

$$P_1 = \frac{Lf}{Nact - 1} = \frac{328.8}{8.5 - 1} = 43.84\ mm$$

$$P_2 = \frac{Lf - Ls}{Nact} + d = \frac{328.8 - 85}{8.5} + 10 = 38.682mm$$

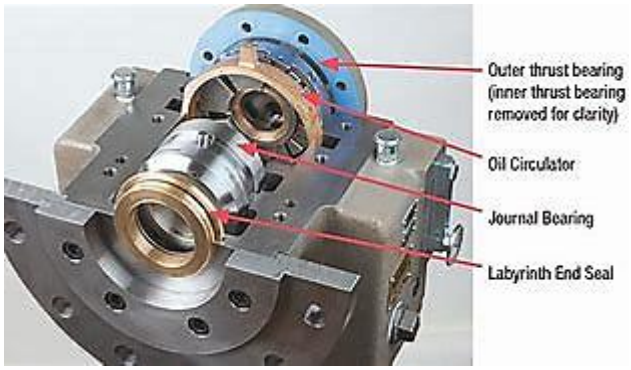
5- load acting compression one side **and** two side

$$k = \frac{w}{\gamma} \rightarrow 2 = \frac{w}{212} \rightarrow w = 2 * 212 = 424\ n \text{ one side}$$

$$424 * 2 = 846\ n \text{ two side}$$

# Bearing المحمل

**A bearing is a machine element هو الة which support تدعم another اخرى moving حركة machine element الة لجزء( known as Journal), it permits تسمح a relative motion بحركة نسبية between بين the contact surfaces الاسطح of the element للأجزاء, while caring المتلامسة the load الحمل. والتي تحمل**



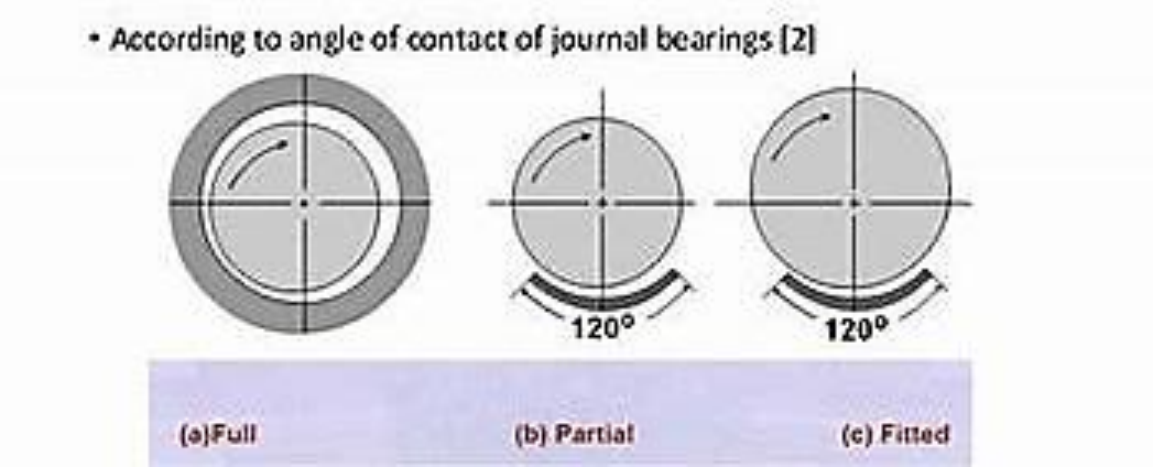

# Classification of bearing تصنيف التحميل

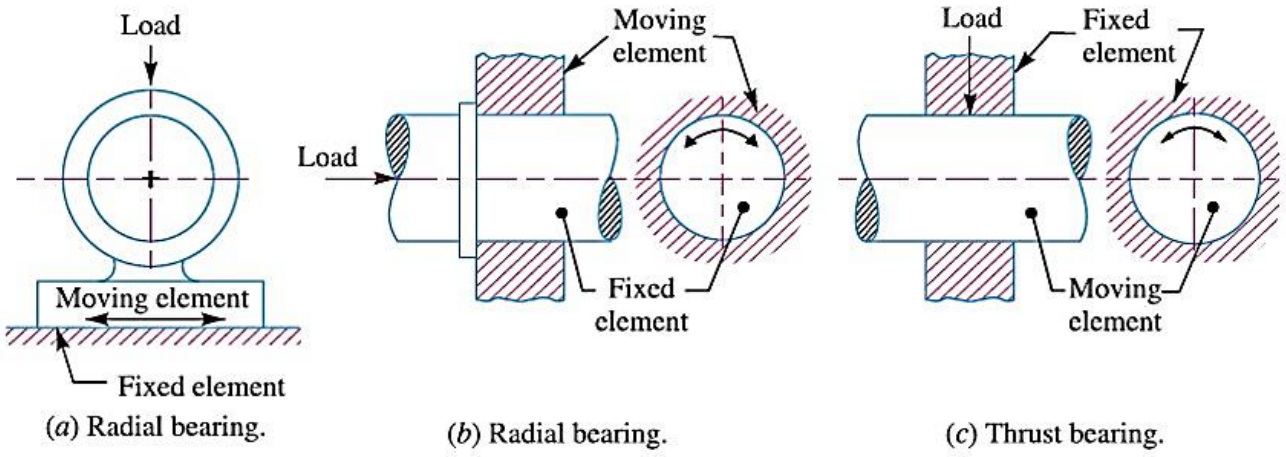
1- Sliding contact bearing.محمل الاتصال المنزلق
2- Rolling contact bearing.محمل الاتصال الدوراني

## 1- Sliding contact bearing:

The sliding الانزلاق takes place يحدث along طول على the surface سطح of contactالاتصال between بين the moving elementالعنصر المتحرك بين and the fixed elementوالعنصر الثابت, there are three types of sliding bearing; هناك ثلاث انواع من التحميل الانزلاقي

a) Full journal bearing: When the angle الزاوية of contactالتلامس of the bearing للمحمل with the journalمع الحامل is 360° as shown in Fig (a),
b) Partial journal bearing: When the angleالزاوية of contactالتلامس of the bearingللمحمل with the journalمع الحامل is 120°, as shown in Fig (b),
c) Fitted journal bearing: the diameter of the journal and bearing are equal, Fig (c).






(a) Radial bearing. (b) Radial bearing. (c) Thrust bearing.

## Lubricants: المزيتات

The lubricants المزيتات are used تستخدم in bearing to في التحميل لغرض:-

1- Reduce لتقليل the friction الاحتكاك between بين the rubbing surfaces احتكاك الاسطح.
2- Carry away تبعد the heated generated الحرارة المتولدة by friction بواسطة الاحتكاك.
3- Protect bearing from corrosion.

There are هناك three ثلاث types انواع of bearing التحميل on the base على بالاعتماد thickness سمك of layer طبقة of the lubricant التزييت between بين the bearing التحميل and journal والحامل

1- Thick film bearing. محمل طبقي سميك
2- Thin film bearing. محمل طبقي خفيف
3- Zero film bearing. (without lubricant) بدون تزييت

## Materials of sliding bearing المواد المصنعة للتحميل الانزلاقي

1- Babbitt metal. سبيكة بابيت
2- Bronze – metal.
3- Phosphor – bronze.
4- Silver.
5- Cast iron.
6- Nonmetallic bearing.

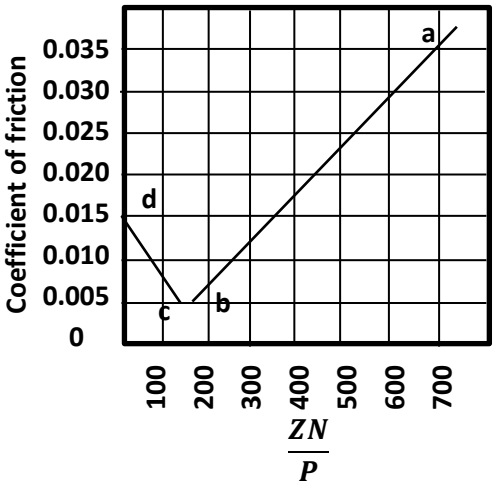
7- Wood bearing.
8- Plastic material (Nylon, Teflon)

**Bearing characteristic number** $(\frac{ZN}{P})$

**a → b:** Full journal bearing
Full film lubrication

**b → c:** partial journal bearing

**c → d:** imperfect journal bearing (oiliness)




**Note:** viscosity of oilلزوجة الزيت decreases تقل with temperature increases زيادة درجة الحرارة.

| Type of oil | Absolute viscosity at temp (kg/m.s) | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 | 80 | 90 |
| **SEA 10** | 0.05 | 0.036 | 0.027 | 0.0245 | 0.021 | 0.017 | 0.014 | 0.012 | 0.011 | 0.009 | 0.008 | 0.0055 |
| **SEA 20** | 0.069 | 0.055 | 0.042 | 0.034 | 0.027 | 0.023 | 0.025 | 0.017 | 0.014 | 0.011 | 0.010 | 0.0075 |
| **SEA 30** | 0.13 | 0.10 | 0.078 | 0.057 | 0.048 | 0.040 | 0.034 | 0.027 | 0.022 | 0.019 | 0.016 | 0.010 |
| **SEA 40** | 0.21 | 0.17 | 0.12 | 0.096 | 0.18 | 0.06 | 0.046 | 0.04 | 0.034 | 0.027 | 0.022 | 0.013 |
| **SEA 50** | 0.30 | 0.25 | 0.20 | 0.17 | 0.12 | 0.09 | 0.076 | 0.06 | 0.05 | 0.038 | 0.034 | 0.020 |
| **SEA 60** | 0.45 | 0.32 | 0.27 | 0.20 | 0.16 | 0.12 | 0.09 | 0.072 | 0.057 | 0.046 | 0.040 | 0.025 |
| **SEA 70** | 1.0 | 0.69 | 0.45 | 0.31 | 0.21 | 0.165 | 0.12 | 0.087 | 0.067 | 0.052 | 0.043 | 0.033 |

# Design of sliding bearing:

## 1- Pressure P:

$$\text{الضغط } P = \frac{\text{قوة } F}{\text{مساحة } A} = P = \frac{F}{\text{الطول } L \times \text{القطر } d}$$

$$\text{القوة } F = P \times L \times d$$

Where:

P= pressure $\frac{N}{m^2}$

L= length of bearing (m)

d= diameter of shaft (m)

F= Force (N)

## 2- Calculation of heat generated (Qg) (watt)

$$Qg = \mu \times F \times v$$

$$\mu = \frac{33}{10^8} \times \frac{ZN}{P} \times \frac{d}{c} + k$$

Where:

μ= coefficient of friction معامل الاحتكاك.

Z= absolute viscosity of lubricant (kg/m.s) لزوجة المزيت

N= speed of shaft (journal) (r.p.m) سرعة الشفت

c= clearance

k= constant depend on the ratio L/d.ثابت

k= 0.0025 for 90.75 < L/d < 2.8)ثابت

## 3- Calculation of heat dissipated (Qd) حساب الحرارة المبددة

$$Q = C \times A \times \Delta t$$

Where:

C=heat dissipation coefficient (W/m$^3$.k) **معامل حساب الحرارة المبددة**

A: bearing area مساحة المحمل

Δt: temperature difference between bearing and surrounding. الفرق بالحرارة بين المحمل والمحيط

$$\Delta t = \frac{1}{2}(t° - ta)$$

Where:

t$^o$= bearing temperature (oil temperature)

ta= ambient temperature (room temperature)

$$Qd = C \times A \times \frac{1}{2}(t° - ta)$$

**Note:** if Qg الحرارة المتولدة > Qd الحرارة المتبددة– we must need نحتاج artificial cooling تبريد صناعي

Qg – Qd = heat must be removed الحرارة يجب ان تزال

**Therefor** لذا must be design تصمم machine vehicle المركبات with water system بنظام تبريد بالماء.

---

## Ex:

**Design a journal bearing from the following data:**

**Diameter if the journal (100 mm), Load on the journal (2000 N), Speed of the journal (900 rpm), Type of oil SAE 10 for which the absolute viscosity at 55°C is (0.017 kg/m.s), Ambient temperature (15.5°C), Allowable bearing pressure (1.25 N/mm²)** $\frac{L}{d} = 1.6$**, Heat dissipation coefficient (C=1232 W/m².°C),** $\frac{C}{d} = 0.0013$ **Also calculate the amount of artificially cooling required.**

Solution:

$$Qg = \mu \times F \times v$$

$$v = \frac{\pi \times d \times N}{60} = \frac{\pi \times \frac{100}{1000} \times 900}{60} = 4.71 \frac{m}{s}$$

$$v = 4.71\ m/s$$

$$\mu = \frac{33}{108} \times \frac{ZN}{P} \times \frac{d}{C} + k$$

$$\frac{c}{d} = 0.0013$$

$$\frac{d}{C} = \frac{1}{0.0013} = 769.23$$

$$\frac{L}{d} = 1.6 \qquad \therefore k = 0.0025$$

$$\mu = \frac{33}{108} \times \frac{0.017 \times 900}{1.25} \times 769.33 + 0.0025$$

$$\mu = 0.0055$$

$$\therefore Qg = 0.0055 \times 2000 \times 4.71$$

$$Qg = 518\ watt$$

$$Qd = C \times A \times \Delta t = C \times L \times d \times \frac{1}{2}(t° - ta)$$

$$= 1232 \times \frac{160}{1000} \times \frac{100}{1000} \times \frac{1}{2}(55 - 15.5)$$

$$Qd = 389.3\ watt$$

$$\therefore Qg > Qd\ (518 > 389.3)$$

$$Qg - Qd = 518 - 389.3 = 178.7\ watt$$

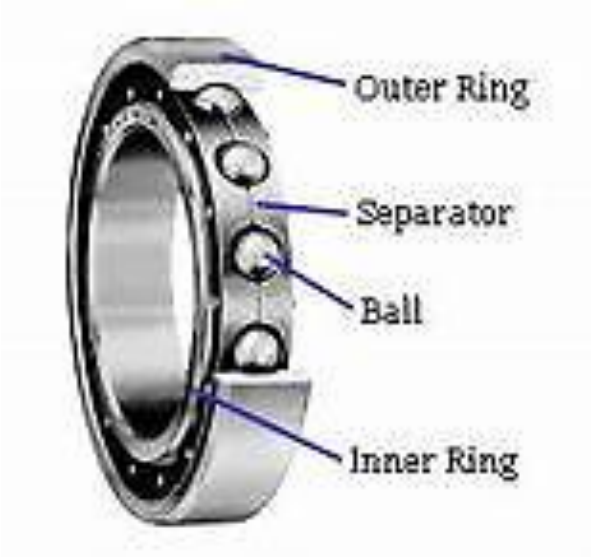
We need artificial cooling

---

## 2- Rolling contact bearing

In this type of bearing المحمل the contact التلامس between بين the bearing surface سطح التحميل is rolling دوار, it consists of ويتكون من:

1- Inner race is connected on the shaft (journal).
2- Outer race is carried by the housing.
3- Balls are between the inner and outer race advantage of rolling contact bearing.




**Advantages of rolling contact bearing:مزايا المحمل الدوار**

1- It can carry heavy over load for a short time without failure. يمكنها تحمل الحمولة الثقيلة لفترة قصيرة دون فشل.
2- Low cost of maintenance.انخفاض تكلفة الصيانة
3- Ability to withstand momentary of shock loads.القدرة على تحمل الصدمات اللحظية

**Disadvantages of rolling contact bearing:مساوئ المحمل الدوار**

1- High cost.التكلفة العالية .
2- Noisier at very high speed.حدوث ضجيج أكبر عند السرعات العالية جداً
3- High accuracy in manufacture.دقة عالية في التصنيع

**Types of rolling bearing:**

1- Ball bearing. محمل الكرات
2- Roller bearing.محمل دوار

# Homework

**(1)** A full journal bearing of 50 mm diameter and 100 mm long has a bearing pressure of 1.4 N/mm$^2$, the speed of the journal is 900 rpm, and the ratio of diameter to clearance ($\frac{d}{c} = 1000$), the bearing is lubricated with oil whose absolute viscosity at the operating temperature of 75$^o$C may be taken 0.011 kg/m.s, the room temperature is 35$^o$C, and the heat dissipation coefficient (C=280 W/m$^2$/$^o$C).

**Find the amount of the artificially cooling.**

**(2)** A journal bearing with diameter 50 mm, the speed of the journal 2.36 m/s, the absolute viscosity 0.011 kg/m.s. if the bearing load 7000 N and the bearing characteristic number ($\frac{Zn}{P} = 707$).

**Calculate the length of the bearing**.

**(3)** Sliding bearing for four **kroke** gas engine with diameter of journal 7.5 cm. If the journal turns with 1440 rpm, bearing pressure 1.2 MN/mm$^2$, external load 11.5 KN, oil SAE2, the temperature of oil 60$^o$C, heat dissipation coefficient 1232 W/m$^2$/$^o$C, the diameter to clearance ratio ($\frac{d}{c} = 1000$), take viscosity 0.17 kg/m.s.

**Determine:**

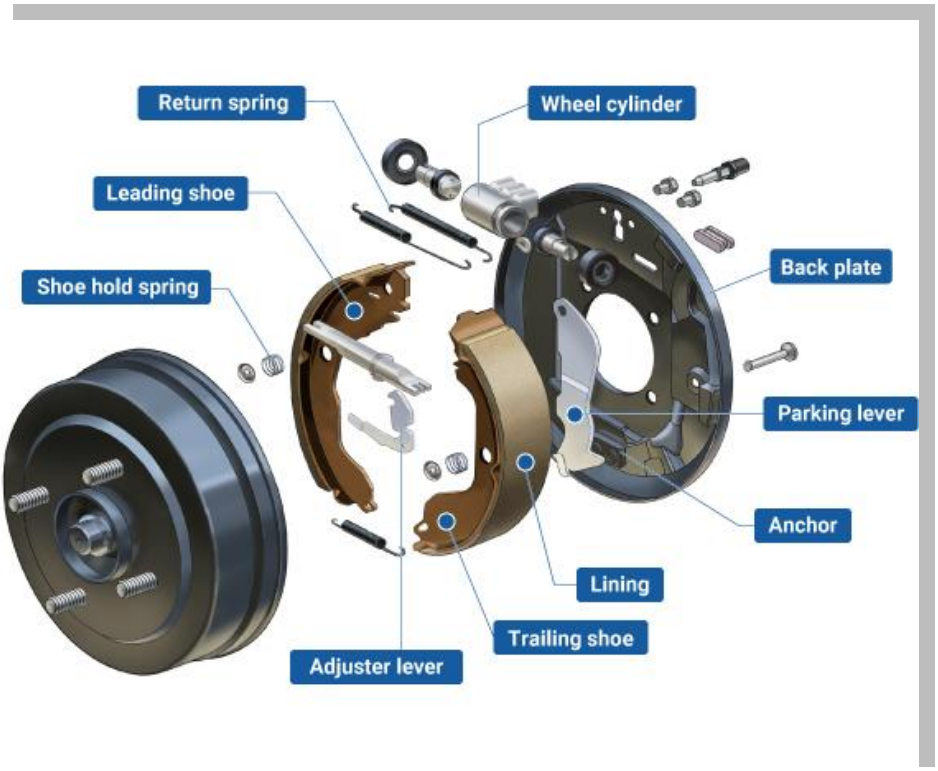
a- **Bearing length.**
b- **Heat generated.**
c- **Heat dissipated.**

# Brake المكابح

A brake is a device جهاز by means of which artificial صناعي friction احتكاك resistance مقاومة is applied تسلط to a moving machine للماكنة المتحركة, in order لكي to stop توقف the motion حركة of a machine off المحرك . A brake الفرامل absorbs تمتص either اما kinetic energy الطاقة الحركية of moving member للاجزاء المتحركة or potential energy الطاقة الكامنة. The energy الطاقة absorbed الممتصة by brake بواسطة الفرامل is dissipated تتبدد in surround air بالهواء المحيط.

**The design of brake depends upon:- تصميم الفرامل يعتمد على**

1- The pressure الضغط between بين the break surfaces سطح الفرامل .
2- Coefficient معامل of friction الاحتكاك between بين the braking surfaces اسطح الفرامل.
3- The velocity سرعة of the brake drum .
4- The projected area المنطقة المتعرضة of friction surfaces لسطح الاحتكاك .
5- The ability قابلية of the brake الفرامل to dissipated تبديد heat الحرارة.



**Note: the major الاساسي functional الوظيفي difference الاختلاف between بين a clutch and brake:-**

1- Clatch is used يستخدم to keep للحفاظ the driving السياقة and driven تحركها together معا.
2- Brake الفرامل are used تستخدم to stop لوقف a moving member الاجزاء المتحركة.

## Materials for Brake Lining مواد لبطانة الفرامل

**The material المواد used المستخدمة for the brake lining لتبطين الفرامل should have ان يجب تحتوي the following characteristics الخصائص التالية:**

1. High coefficient of friction معامل احتكاك عالي .
2. Low wear rate معدل بلى قليل.
3. High heat resistance مقاومة حرارة عالية.
4. High عالي heat حراري dissipation تبدد capacity سعة.
5. Low coefficient of thermal expansion معامل تمدد حراري قليل.
6. Adequate مناسب mechanical strength مقاومة ميكانيكية.
7. It should not لا يجب ان be affected تتاثر by moisture بالرطوبة and oil والزيت.

## Types of Brakes:انواع الفرامل

1. Hydraulic brakes.
2. Electric brakes.
3. Mechanical brakes.

## Energy Absorbed by a Brake: الطاقة الممتصة بواسطة الفرامل

The energy الطاقة absorbed الممتصة by بواسطة a brake الفرامل depends upon تعتمد على the type نوع of motion الحركة of moving body للجسم المتحرك:

**1-** Translation (linear) الحركة الخطية.
**2-** Rotation (angular) الحركة الدائرية بزاوية.

## 1- Translation ($E_1$):

$$E_1 = \frac{1}{2}m[(v_1)^2 - (v_2)^2]$$

When $v_2=0$ (if the moving body is stopped).

$$E_1 = \frac{1}{2}m(v_1)^2$$

Where: $E_1$= kinetic energy.

m=mass of the body (kg).

v= velocity of the body (m/s).

## 2- Rotation ($E_2$):

$$E_2 = \frac{1}{2}I[(w_1)^2 - (w_2)^2]$$

When $w_2=0$ (if the moving body is stopped).

$$E_1 = \frac{1}{2}I(w_1)^2$$

Where: $E_2$= Rotation energy.

I= moment of inertia about axis.

When عندما the motion الحركة of the body للجسم is a combination مجموع of **(translation الخطية and rotation الدائرية) (E)**

$$E = E_1 + E_2$$

- Sometimes احيانا, the brake الفرامل has يجب ان to absorb تمتص the potential energy الطاقة الكامنة given up يتخلى عنها by بواسطة objects الاجسام being lowered يتم خفضها by hoists بواسطة الرافعات.

$$E_3 = m \times g(h_1 - h_2)$$

- **The work (W)**

$$w = F_t \times \pi \times d \times N \times t$$

$$E = \frac{N_1 + N_2}{2}$$

where $F_t$=frictional force

$N_1$=speed of the brake drum before قبل the brakes الفرامل applied.

$N_2$=speed of the brake drum after بعد the brake الفرامل is applied.

N=Mean speed السرعة المتوسطةof the brake drum.

- Since بما انه the total energy الطاقة الكليةto be absorbed امتصاصها الواجب by بواسطة the brake الفرامل must be يجب ان equal تساويto the work done الشغل المنجز by بواسطةthe frictional force قوى الاحتكاك , therefore;

$$E = w = F_t \times \pi \times d \times N \times t$$

$$\therefore F_t = \frac{E}{\pi \times d \times N \times t}$$

The magnitude قيمة of $\mathbf{F_t}$ depends upon تعتمد على the final velocity ($v_2$) السرعة النهائية and on the braking time (t) وعلى وقت الفرامل.

The torque (T)عزم الدوران absorbed يمتص by the brake بواسطة الفرامل

$$T = F_t \times r = F_t \times \frac{d}{2}$$

where r=Radius of the brake drum.

## Heat to be dissipated during braking (Hd): الحرارة الواجب تبديدها أثناء الكبح

The energy الطاقة absorbed by تمتص بواسطة the brake المكابح and transformed تتحول الى into heat حرارة must be dissipated تتبدد to the surrounding air الهواء المحيط in order لكي to avoid تتجنبexcessive مُبَالَغ فيه temperature حرارة rise رفع of the brake lining لبطانة الفرامل.

## The temperature rise depends upon: ارتفاع درجة الحرارة يعتمد على

1. The mass كتلة of the brake drum المكابح.
2. The braking time وقت الكبح.
3. The heat dissipation capacityالسعة الحرارية للتبدد of the brake للمكابح.

**Notes:**

1- When عندما the temperature الحرارة increases تزداد, the coefficient of friction معامل الاحتكاكdecreases يقل, and affect ويؤثر on capacity of torque سعة العزم .

2- At high temperature عند الحرارة العالية, there is rapid سريع wear بلى of friction lining لبطانة الاحتكاك, and reduces the life of lining وتقليل عمر البطانة.

$$E = Hg = \mu \times F_N \times v \qquad \text{(J/s=Watts)}$$

$$F = P \times A$$

where: μ=coefficient of friction

$F_N$=force acting at the contact surface (N).

V=velocity of the brake drum (m/s).

P=pressure between the brake surface (N/m).

A=Area of contact surface ($m^2$).

## Heat generated (Hg)

$$Hg = C_1(t_1 - t_2)A$$

Where:

C= Heat dissipated factor (heat transfer coefficient).

$t_1$= heat radiating surface (°C).

$t_2$= heat of surrounding air (°C).

A= Area of radiating surface ($m^2$).

## Calculation of rise in temperature

$$Hg = m_1 \times C \times \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{H_g}{m_2 . C_2}$$

Where: Δt= temperature rise of the brake drum (°C).

$H_g$= Heat generated by the brake (J).

$m_2$= Mass of the brake drum (Kg).

C= specific heat for the material of the brake drum (J/Kg. °C).

## Calculation of braking distance حساب مسافة الكبح

$$h = \frac{E}{F_t}$$

where: E= Total energy (J/s), $F_t$= frictional force (N).

**Example (1):** A vehicle of mass 1200 kg is moving down the hill at a slope of 1: 5 at 72 km/h. is to be stopped in a distance of 50 m. If the diameter of the tyre is 600 mm, determine the average braking torque to be applied to stop the vehicle, neglecting all the frictional energy except for the brake. The brake drum 20 kg, and determine the rise in temperature. Take the specific heat for the material ($C_2$=520 J/kg°C. and determine the coefficient of friction.

**Solution:** m= 1200 kg ; Slope= 1: 5 ; v= 72 km/h = 20 m/s ; h= 50 m ; d= 600 mm or r= 300 mm = 0.3 m ; $m_2$= 20 kg ; $C_2$= 520 J/kg°C.

$$T_b = \mathrm{F}_t \times \frac{d}{2}$$

$$F_t = \frac{E_{total}}{h}$$

$$E = E_k + E_p$$

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 (v)^2$$

$$E_k = \frac{1}{2} \times 1200 \times (20)^2$$

$$E_k = 240000\, N$$

$$E_p = m_1 \times g \times h \times slop = 1200 \times 9.81 \times 50 \times \frac{1}{5} = 117720$$

$$E_{total} = 240000 + 117720 = 357720\, N.m$$

$$F_t = \frac{357720}{50} = 7154.4\, N$$

$$\therefore T_b = 7154.4 \times \frac{600}{2} \times 10^{-3} = 214632\, N.m$$

Calculation of coefficient of friction (μ)

$$F_t = \mu \times F_N$$

$$F_N = m \times g = 1200 \times 9.8 = 11772\ N$$

$$\mu = \frac{F_t}{F_N} = \frac{7154.4}{11772} = 0.6$$

Calculation the rise in temperature (Δt)

$$H_g = \mathrm{m}_2 \times C_2 \times \Delta t$$

$$E_{total} = H_g$$

$$357720 = 20 \times 520 \times \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{357720}{20 \times 520} = 34.4\ ℃$$

**Example (2):** A vehicle of mass 1200 kg is moving at a speed 72 km/h. is to be stopped in a distance of 50 m. If the diameter of the tyre is 600 mm, determine the average braking torque to be applied to stop the vehicle, neglecting all the frictional energy except for the brake. The mass of brake drum 20 kg, and the specific heat for the material ($C_2$=520 J/kg°C.), and determine the rise in temperature.

$$T_b = \mathrm{F}_t \times \frac{d}{2}$$

$$F_t = \frac{E_{total}}{h}$$

$$E = E_k + E_p$$

$$E_p = 0$$

$$E_{total} = E_k$$

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 (v)^2$$

$$E_k = \frac{1}{2} \times 1200 \times (20)^2$$

$$E_k = 240000\ N$$

$$\therefore F_t = \frac{240000}{50} = 4800\ N$$

$$T_b = 4800 \times \frac{600}{2} \times 10^{-3} = 1440\ N.m$$

Calculation of rise in temperature

$$H_g = \mathrm{m}_2 \times C_2 \times \Delta t$$

$$H_g = E_{total} = E_k$$

$$240000 = 20 \times 520 \times \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{240000}{520 \times 20} = 23.07\ ^\circ\mathrm{C}$$

**Homework (1):** A vehicle of mass 1000 kg is moving at speed of 60 km/h is to be stopped in a distance of 10 m. if the diameter of the wheel is 300 mm. determine the brake torque to be applied to stope the vehicle, neglect all frictional energy except for the brake.

**Homework (2):** A vehicle of mass 800 kg is moving at speed of 40 km/h. if the diameter of the wheel is 350 mm, and the coefficient of friction between the tyre and road ($\mu$=0.6). determine the braking distance.

**Homework (3):** A vehicle of mass 1100 kg is moving down the hill at slope 1:5 at 60 km/h, is to be stopped. If the diameter of the tyre is 350 mm. if the mass of brake drum 25 kg, and specific heat of drum material ($C_2$=520 J/kg.$^o$C). determine the rise in temperature in the brake.

Take the braking distance (20 m).

# Clutches

A clutch is a machine member جزء الة used to connect يتصل a driving shaft بناقل الحركةto a driven shaft so that the driven shaft may **be started or stopped** at will, without stopping the driving shaft The, and which **transmits the motion from engine to the machine gradually.**

## Types of Clutches

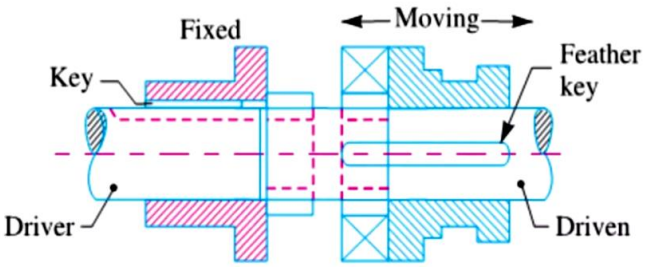
The two main types of clutches commonly used in engineering practice are:

1- Positive clutches. الكلج الموجب
2- Friction clutches. الكلج الاحتكاكي

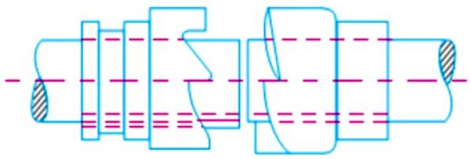
### 1- Positive clutches:

The positive clutches are used when a positive drive is required. It permits one shaft to drive another through a direct contact of interlocking jaw, it consists of two halves انصاف,

- **one** of which is permanently fastened to driving shaft by a sunk key.
- **The other half** of the clutch is movable, and it is free to slide axially on the driven shaft, but it prevented from turning relatively to its shaft by square or spiral type.




(*a*) Square jaw clutch.



(*b*) Spiral jaw clutch.

Note:

- Jaw square الفك المربعwill transmit power ينقل الطاقة in either direction. باتجاه اخر
- Jaw spiral الفك الحلزونيwill transmit power ينقل الطاقة in left hand and right hand. لليمين ولليسار

## 2- Friction clutch:

a- It dependsيعتمد for operation بالتشغيل on the friction developed ازدياد الاحتكاك between بين the contact surfaces.الاسطح المتلامسة

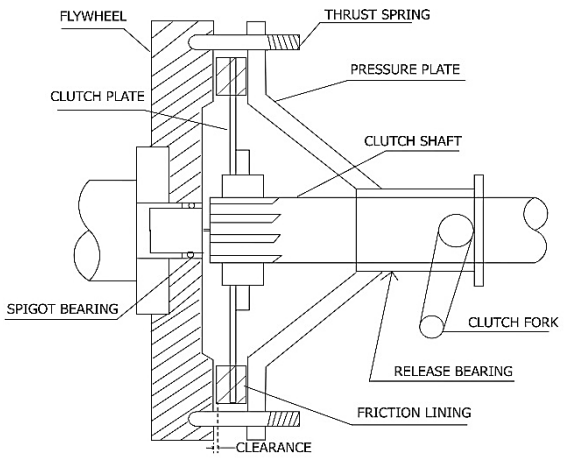
b- Transmit power ينقل الطاقة between بين shaft الحامل and machine والماكنة which must be started and stopped frequently. والتي يجب ان تتوقف وتعمل بالتناوب

c- Started يبدا the driven shaft الحامل المتحرك from rest من السكون and gradually brought up ويزداد to proper speed.للسرعة المناسبة

d- The contact surface الاسطح المتلامسة picks up تلتقط and holds وتحمل the load الاحمال with low pressure بضغط قليل and the heat of friction.مع حرارة احتكاك

## Types of friction clutches انواع الكلج

1- Disk (Plate) clutch.
   a. Simple disk clutch.
   b. Multiple disc clutch.
2- Cone clutch.قمعي
3- Centrifugal clutch. قابض الطرد المركزي

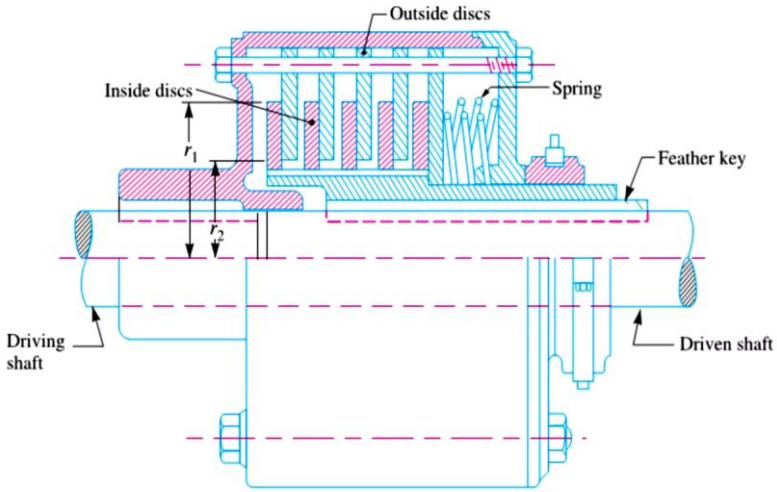


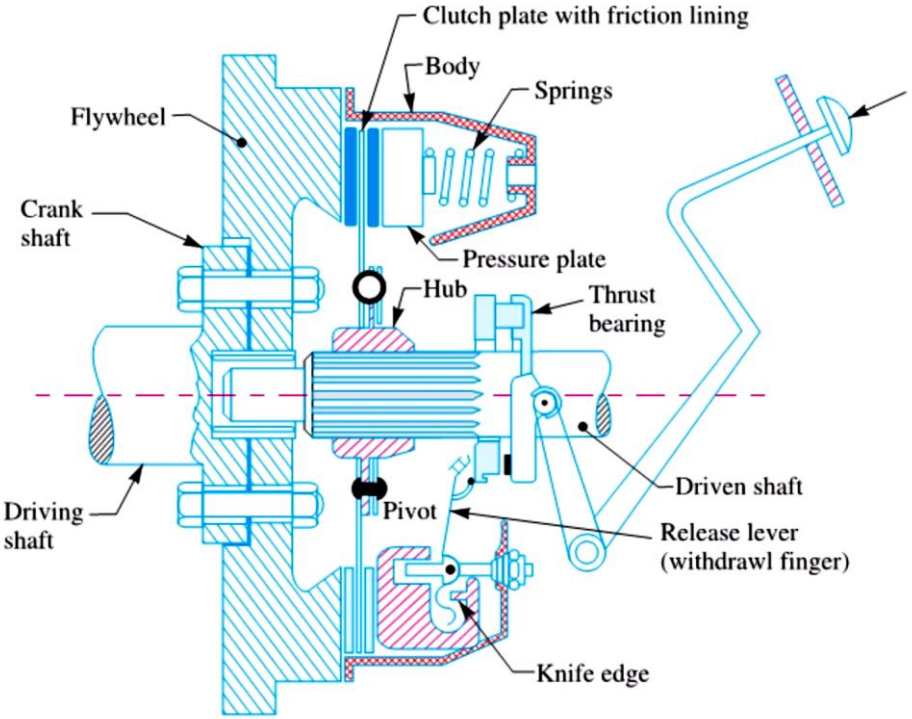

## 1- Disk (Plate) clutch:

A simple clutch البسيط with angle friction plates the part (1) is fixed to the shaft and part (2) can move with part (1). This clutch operation when an engine force (F) is applied. The final conditions of both parts are moving at the same speed with no relative motion.

## 2- Multiple disc clutch:

It is used when a large torque is to be transmitted, the inside disc is fixed to the driving shaft, the outside discs are fixed to the housing which is keyed to the driving shaft. This type of clutch is used in a machine and motorcars.




## Materials of friction surfaces

The material used for lining of friction surfaces of a clutch should have the following characteristics:

- It should have a high and uniform coefficient of friction.
- It should not be affected by moisture and oil.
- It should have the ability to withstand high temperatures caused by slippage.
- It should have high heat conductivity.
- It should have high resistance to wear and scoring.

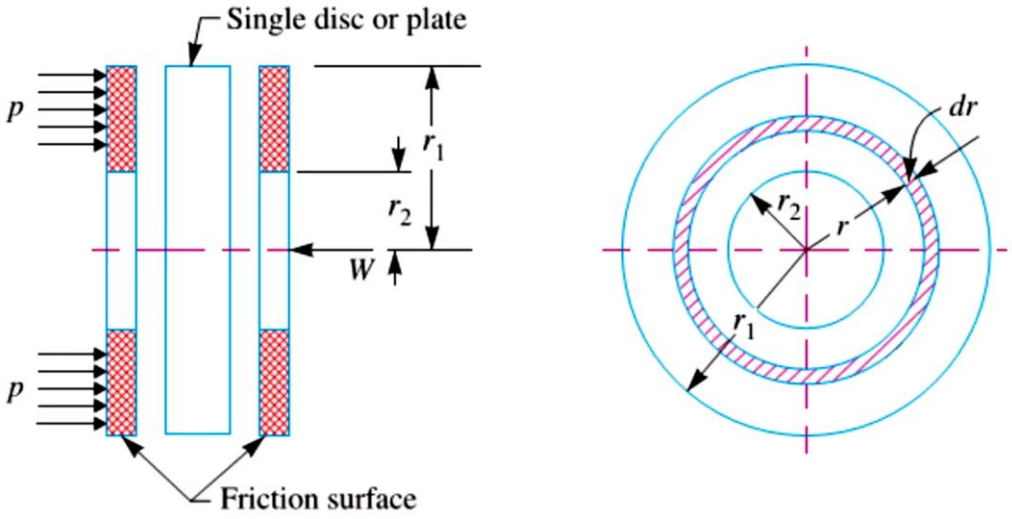
## Coefficient of friction

The coefficient of friction depends on:

1- Friction disc material.
2- Surface finishing of disc.
3- Temperature of disc surface.
4- The pressure applied on the disc.
5- Velocity of turn.
6- Degree of cleaner surface (inclusion, water, oil).

| Materials of friction surface | Operation condition | Coefficient of friction | Temperature °C | Pressure N/mm² |
|---|---|---|---|---|
| Cast iron on cast iron or steel | Dry | 0.15-0.2 | 250 – 300 | 0.25-0.4 |
| Cast iron on cast iron or steel | In oil | 0.06 | 250 – 300 | 0.6-0.8 |
| Bronze on cast iron or steel | In oil | 0.05 | 250 | 0.6-0.8 |
| Powder metal on cast iron | Dry | 0.3 | 150 | 0.4 |
| Powder metal on cast iron | In oil | 0.4 | 550 | 0.3 |

## Design of a disc (plate) clutch




Force (F): effect $\perp$ on the friction plan.

Pressure (P): $P = \frac{F}{A}$

1- In case of new clutch: pressure is uniform distribution on contact surface as show in the figure above.

$$P = \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)}$$

2- In case of old clutch: the intensity of pressure is maximum at the inner radius, and the pressure is minimum at the outer surface.

$P_{max} \times r_2 = C$

$P_{min} \times r_1 = C$

Area of contact surface $dA = 2\pi r$

Force on the ring $\delta F = P \times A = P \times 2\pi r dr$

Friction force $(\mu \times \delta F) = \mu \times P \times 2\pi r dr$

Friction torque $(T) = F \times r = \mu \times P \times 2\pi r dr \times r = \mu \times P \times 2\pi r^2 dr$

The design of friction clutch must be done on the two cases.

## 1- Uniform pressure: $r_1$

$$(T) = 2\pi\mu P r^2 dr \Rightarrow T = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi\mu P r^2 dr = 2\pi\mu P \frac{r^3}{3}\Big]_{r_2}^{r_1} = 2\pi\mu P \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{3}\right]$$

Sub that $P = \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)}$

$$T = 2\pi\mu \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)} \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{3}\right] \Rightarrow T = \frac{2}{3}\mu F \left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right] \Rightarrow T = \mu F R$$

$R = \frac{2}{3}\left[\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right]$(The mean radius of friction surface)

## 2- Uniform axial wear:

When the friction surface is new the pressure is distributed over the contact surface, but the pressure will reduce when the sliding velocity is maximum, the continuous until (P.r = constant).

$P \propto r$ ……,$P \times r = C$ ……,$P = \frac{C}{r}$

$\delta F = P \times 2\pi r dr$ by sub that $P = \frac{C}{r}$

$$\delta F = \frac{C}{r} \times 2\pi r dr = 2\pi C dr = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi C dr = 2\pi C [r]_{r_2}^{r_1}$$

$$F = 2\pi C(r_1 - r_2) \Rightarrow C = \frac{F}{2\pi(r_1 - r_2)}$$

$$T = 2\pi\mu Pr^2 dr = 2\pi\mu \frac{C}{r} r^2 dr = 2\pi\mu C r dr = \int_{r_2}^{r_1} 2\pi\mu C r dr$$

$$T = 2\pi\mu C \left[\frac{r^2}{2}\right]_{r_2}^{r_1} = 2\pi\mu C \left[\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}\right]$$

$T = \pi\mu C[r_1^2 - r_2^2]$ by sub $C = \frac{F}{2\pi(r_1 - r_2)}$

$$T = \pi\mu \frac{F}{2\pi(r_1 - r_2)}[r_1^2 - r_2^2] = \frac{1}{2}\mu F(r_1 - r_2)$$

$$T = \mu F R$$

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$T = n\mu F R$ n=2 for single disc clutch

**Example (1):** Determine the power that can be transmitted by frictional disc clutch turn with 1000 rpm, the outer and inner diameter of the contact surface of disc clutch are 100 mm and 50 mm respectively, the coefficient of friction ($\mu$=0.3). If the maximum pressure on disc is 0.25 N/mm$^2$. Assume that the clutch working at uniform wear condition have been reached.

**Solution:**

$$P = \frac{2\pi NT}{60}$$

$$T = n\mu FR$$

$$R = \frac{r_1 + r_2}{2} = \frac{100 + 50}{2} = \frac{150}{2} = 75mm$$

$$F = 2\pi P_{max} r_2 (r_1 - r_2)$$

$$F = 2 \times 3.14 \times 0.25 \times 50 \times (100 - 50) = 3987.8\ N$$

$$T = 2 \times 0.3 \times 3987.8 \times 75 = 179451\ N.mm$$

$$T = 179451 \times 10^{-3}\ N.m$$

$$\therefore P = \frac{2 \times 3.14 \times 1000 \times 179451 \times 10^{-3}}{60} = 18782.52\ W$$

$$P = 18782.52\ Kw$$

**Example (2):** Determine the maximum and minimum and average pressure in a plate clutch when the axial force is 4 KN, the inner and outer diameter of the contact surface are 100mm and 200mm respectively. Assume uniform wear condition.

**Solution:**

$P_{max} \times r_2 = C$

$P_{min} \times r_1 = C$

$F = 2\pi C(r_1 - r_2)$

$F = 2\pi P_{max} r_2 (r_1 - r_2)$

$4 \times 10^3 = 2 \times 3.14 \times P_{max} \times 50 \times (100 - 50)$

$$P_{max} = \frac{4 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 50 \times (100 - 50)} = 0.25\ N/mm^2$$

$F = 2\pi P_{min} r_1 (r_1 - r_2)$

$4 \times 10^3 = 2 \times 3.14 \times P_{min} \times 100 \times (100 - 50)$

$$P_{min} = \frac{4 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 10 \times (100 - 50)} = 0.127\ N/mm^2$$

$$P_{average} = \frac{Total\ force}{Area} = \frac{F}{\pi(r_1^2 - r_2^2)} = \frac{4 \times 10^3}{\pi(100^2 - 50^2)} = 0.17\ N/mm^2$$

**Homework (1):** A single disc clutch with both sides of the disc effective to transmit 10 Kw power at 900 rpm. The axial pressure is limited to 0.85 $N/mm^2$. The outer and inner diameter of the disc clutch are 300mm and 150mm respectively. If the clutch has been uniform wear axial force on disc clutch.

**Homework (2):** A plate clutch having a single driving plate with contact surfaces on each side. The outer and inner diameter of the contact surface are (300 mm, 150 mm). the coefficient of friction ($\mu=0.4$).

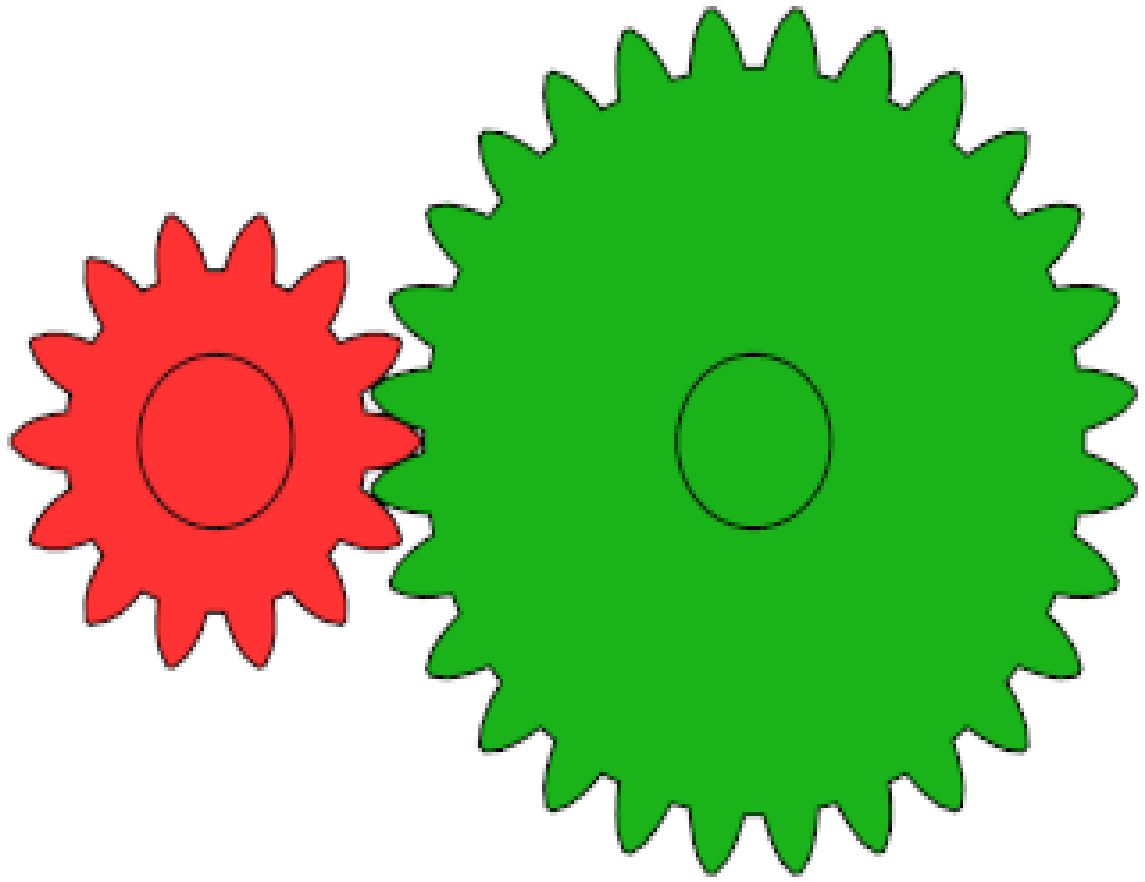
a- Assume a uniform pressure of 0.17 $N/mm^2$, determine the maximum torque can be transmitted.

# Gear

By

Eng. Sarah Salim

# Gear:



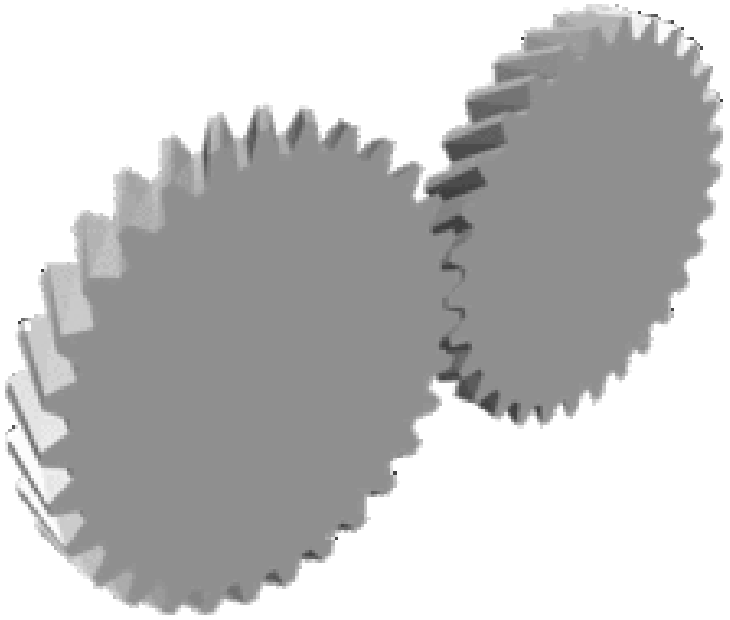
**A gear or gearwheel**

is a rotating machine part typically used to transmit rotational motion and/or torque by means of a series of teeth that engage with compatible teeth of another gear or other part. The teeth can be integral saliences or cavities machined on the part, or separate pegs inserted into it. In the latter case, the gear is usually called a cogwheel. A cog may be one of those pegs or the whole gear. Two or more meshing gears are called a gear train.

# Gear:

**Advantages**

**1- It transmits exact velocity ratio.**
**2- It may be used to transmit large power.**
**3- It has high efficiency.**
**4- It has reliable service.**
**5- It has compact layout.**



**Disadvantages**

**1- The manufacture of gears require special tools and equipment.**
**2- The error in cutting teeth may cause vibrations and noise during operation.**

# Type of Gears:

- **Straight gears**

In a cylindrical spur gear or straight-cut gear, the tooth faces are straight along the direction parallel to the axis of rotation. Any imaginary cylinder with the same axis will cut the teeth along parallel straight lines.

The teeth can be either internal or external. Two spur gears mesh together correctly only if fitted to parallel shafts . No axial thrust is created by the tooth loads. Spur gears are excellent at moderate speeds but tend to be noisy at high speeds.

# Type of Gears:

- **Helical gears**

In a helical or dry fixed gear the tooth walls are not parallel to the axis of rotation, but are set at an angle. An imaginary pitch surface (cylinder, cone, or hyperboloid, depending on the relative axis positions) intersects each tooth face along an arc of an helix. Helical gears can be meshed in parallel or orientations. The former refers to when the shafts are parallel to each other; this is the most common orientation. In the latter, the shafts are non-parallel, and in this configuration the gears are sometimes known as "skew gears".

# Type of Gears:

- **Bevel gear**

are gears where the axes of the two shafts intersect and the tooth-bearing faces of the gears themselves are conically shaped. Bevel gears are most often mounted on shafts that are 90 degrees apart, but can be designed to work at other angles as well. The pitch surface of bevel gears is a cone, known as a pitch cone. Bevel gears change the axis of rotation of rotational power delivery and are widely used in mechanical settings

# Gear Materials:

- The material used for the manufacture of gears depends upon the strength and service conditions like wear, noise etc.
- The gears may be manufactured from metallic or non-metallic materials. The metallic gears with cut teeth are commercially obtainable in cast iron, steel and bronze.
- The nonmetallic materials like wood, raw hide, compressed paper and synthetic resins like nylon are used for gears, especially for reducing noise.
- The cast iron is widely used for the manufacture of gears due to its good wearing properties, excellent machinability and ease of producing complicated shapes by casting method.

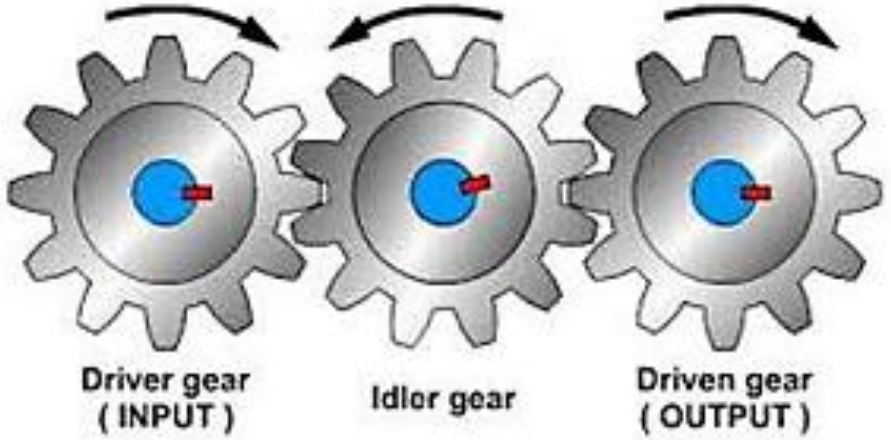
# Gear Train:

**Simple gear train**

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2} \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

$$\frac{N_2}{N_3} = \frac{T_3}{T_2} \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

$$\left(\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2}, \frac{N_2}{N_3} = \frac{T_3}{T_2}\right)$$




Simple gear train

$$\frac{\text{عدد دورات التروس المقادة}}{\text{عدد دورات التروس القائدة}} = \frac{\text{حاصل ضرب الاسنان القائدة}}{\text{حاصل ضرب الاسنان المقادة}}$$

# Gear Train:

Let:

$n_1$ = Speed of driver in r.p.m.,

$n_2$ = Speed of intermediate gear in r.p.m.,

$n_3$ = Speed of driven or follower in r.p.m.,

$T_1$ = Number of teeth on driver,

$T_2$ = Number of teeth on intermediate gear, and

$T_3$ = Number of teeth on driven or follower.

Since the driving gear 1 is in mesh with the intermediate gear 2, therefore speed ratio for these two gears is:

$$\frac{N_3}{N_1} = \frac{T_1}{T_3}$$

# Gear Train:

**Compound gear train**

$$\frac{N_1}{N_2} * \frac{N_3}{N_4} = \frac{T_2}{T_1} * \frac{T_4}{T_3}$$

$$N_2 = N_3$$

$$\therefore \frac{N_1}{N_4} = \frac{T_2}{T_1} * \frac{T_4}{T_3}$$

Compound gear

# Gear Train:

## Reverted gear train

$$\therefore \frac{N_1}{N_4} = \frac{T_2}{T_1} * \frac{T_4}{T_3}$$

$$d_1 + d_2 = d_3 + d_4 \dots\dots\dots (1)$$

$$d_1 + d_2 = d_3 + d_4 \dots\dots\dots (2)$$

m=module

$d = m \times T$ قطر دائرة الخطوة $m = \frac{d}{T} \Rightarrow$

$$m_1 = \frac{d_1}{T_1} \qquad d_1 = M_1 \times T_1$$

$$m_2 = \frac{d_2}{T_2} \qquad d_2 = M_2 \times T_2$$

$$m_3 = \frac{d_3}{T_3} \qquad d_3 = M_3 \times T_3$$

$$m_4 = \frac{d_4}{T_4} \qquad d_4 = M_4 \times T_4$$

Reverted gear train

# Gear Train:

**Reverted gear train**

$$M_1 \times T_1 + M_2 \times T_2 = M_3 \times T_3 + M_4 \times T_4$$

$$if\ M_1 = M_2,\ M_3 = M_4$$

$$M_1(T_1 + T_2) = M_3(T_3 + T_4)$$

$$m_1(T_1 + T_2) = m_3(T_3 + T_4)$$

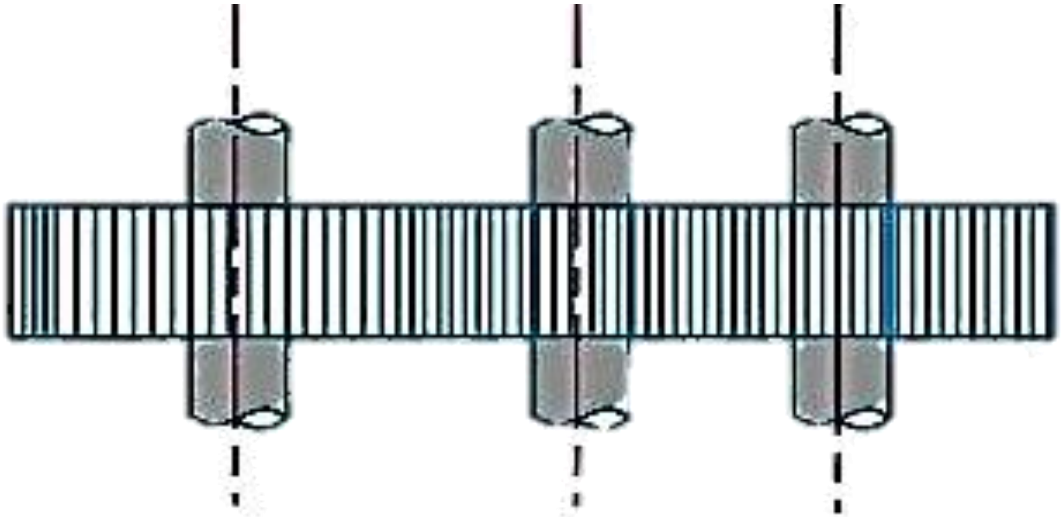
$$if\ m_1 = m_3$$

$$(T_1 + T_2) = (T_3 + T_4)$$

# Ex:-

**For the following fig. of gear-train. Find:**

1. **The speed of the driven shaft.**
2. **The center distance.**
3. **The direction of the driven shaft.**




$N_1 = 1000\ rpm$

$m = 4mm$

**Sol.**

$$\frac{1000}{N_3} = \frac{25}{50} \qquad N_3 = 2000\ rpm$$

$$C = d_1 + d_2 + d_3$$

$$d = m \times T$$

$$d_1 = m \times T_1 = 4 \times 50 = 200mm$$

$$d_2 = m \times T_2 = 4 \times 20 = 80mm$$

$$d_3 = m \times T_3 = 4 \times 25 = 100mm$$

$$\therefore C = 100 + 80 + 50 = 230mm$$

# H.W:

$T_1 = 100$

$T_2 = 40$

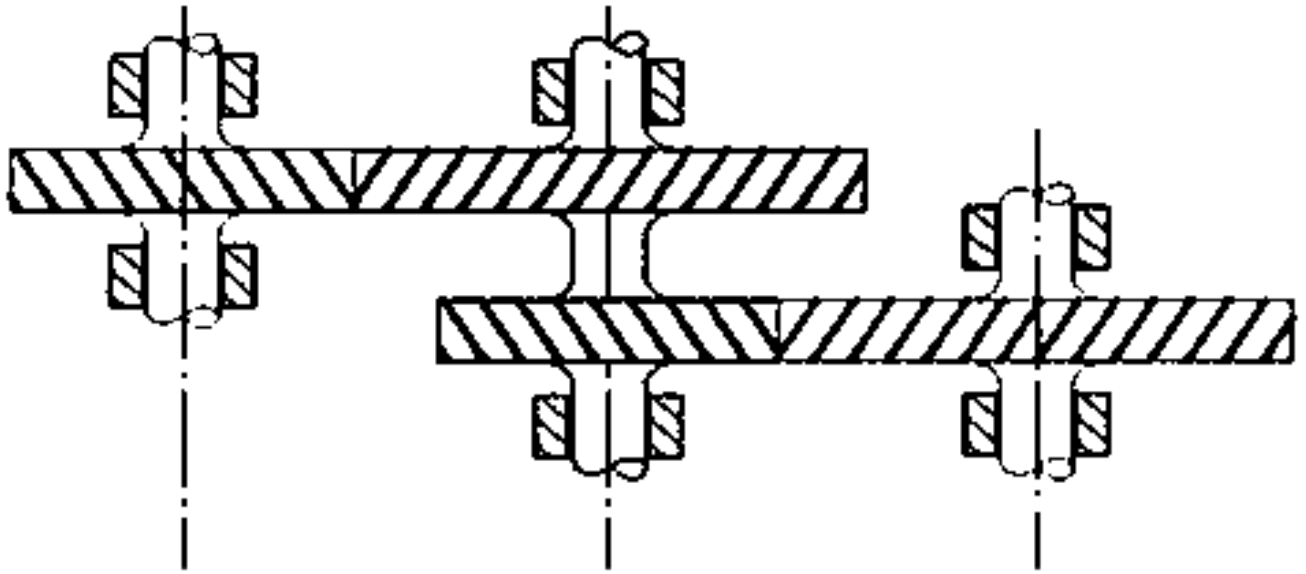
$T_3 = 80$

$T_4 = 20$

$N_1 = 200\ rpm$

$m = 4$

$m_2 = 6$



THANK YOU

# Belt Drivers الاحزمة الناقلة

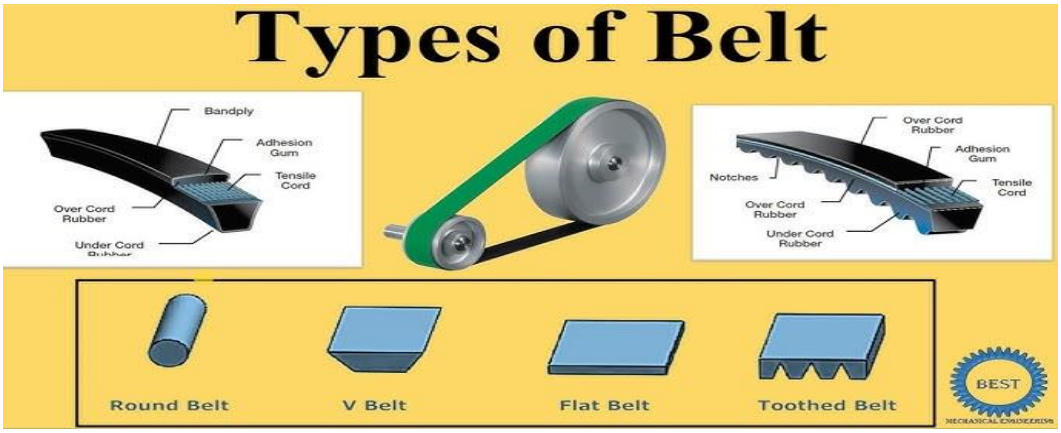
The belt الاحزمة used تستعمل to transmit لنقل the power الطاقة from one shaft عمود to another لاخر by بواسطة the pulley بكرة which rotate التي تدور at the same speed بنفس اوor السرعة at different speeds بسرع مختلفة .

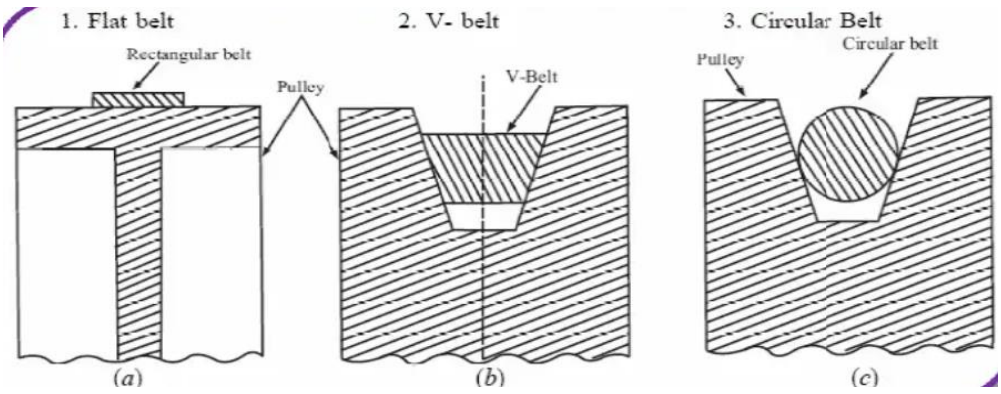
**Types of belts:**

1- **Flat belt:** الحزام المسطح in the flat belt the width العرض is larger اكبر than thickness السمك (with rectangular مستطيل cross sectionمقطع عرضي). The center distance مسافة المركز between بين two center مركزين of shafts للعمودين is not more لا يتجاوز than 8mm. It is used يستعمل to transmit لنقل a moderate متوسط amount of power كمية متوسطة.

2- **V-belt:** it has v-cross section المقطع العرضي, also it have toothedمسنن cross section مقطع عرضي. It is used تستعمل to transmit لنقل power الطاقة more than اكثر من flat belt الحزام المسطح .

3- **Circular belt (rope belt)** الحزام الدائري : it has circular cross section مقطع عرضي دائري. It is used تستعمل to high power لطاقة عالية with high speed بسرعة عالية.



# Materials of the belts: المواد المستخدمة في الاحزمة

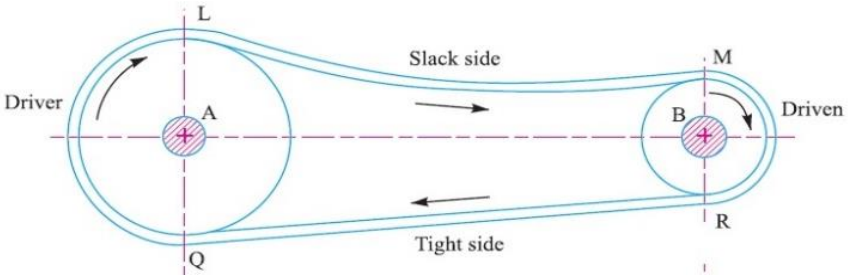
the materials المواد used المستخدمة must be يجب ان تكون strong قوية, flexible مرنة, durable متينة and have a high coefficient of friction عالي تمتلك معامل احتكاك.

1- Leather belt الحزام الجلدي: it gives يعطي a more transmitted ينقل contact الاتصال between بين belt الحزام and pulley البكرة.
2- Cotton القطن and canvas نسيج سميك: it is waterproof مضاد للماء and it is cheaper and suitable in warm دافئ climates طقس in damp atmospheres.
3- Rubber المطاط: it is very flexible مرن جدا but is quickly بسرعة destroyed يتلف if allowed سمح to contact مع بالاتصال with heat الحرارة, oil الزيت , or grease شحم.
4- Balata: it is acid-proof and waterproof.

# Types of belt drives انواع الاحزمة

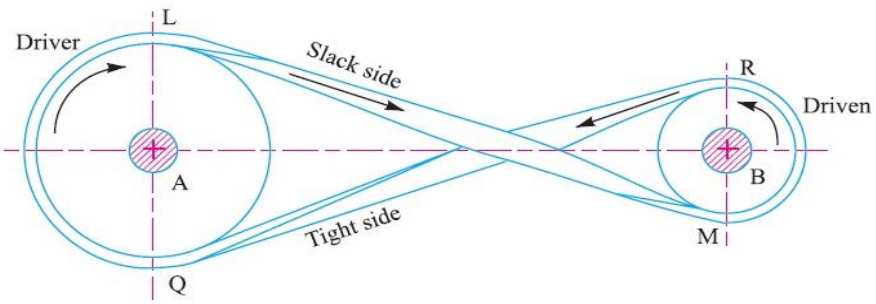
1- **Open belt drive: الحزام الناقل المفتوح**

It is used يستعمل to transmit لنقل power الطاقة او الحركة between بين two parallel متوازيين axis محورين and turning ويعمل in the same بنفس direction الاتجاه.



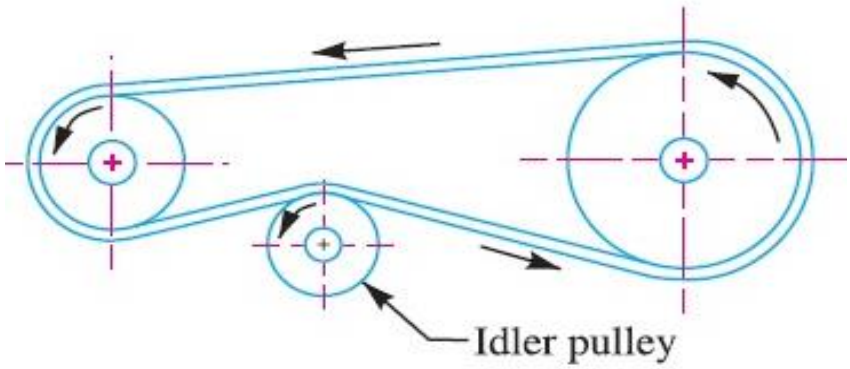

2- **Crossed belt drive: الحزام الناقل المتقاطع**

It is used for transmitting power between parallel axis, turn in يعمل opposite متعاكس direction اتجاه. The wear البلى is high عالي.



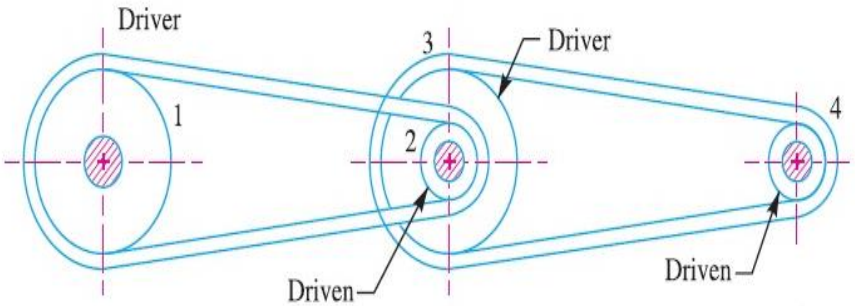
**3- Belt drive with idler pulley: حزام ناقل مع بكرة وسطية**

It is used تستعمل to increase لزيادة arc قوس of contact التماس between بين the pulley البكرة and belt الحزام.

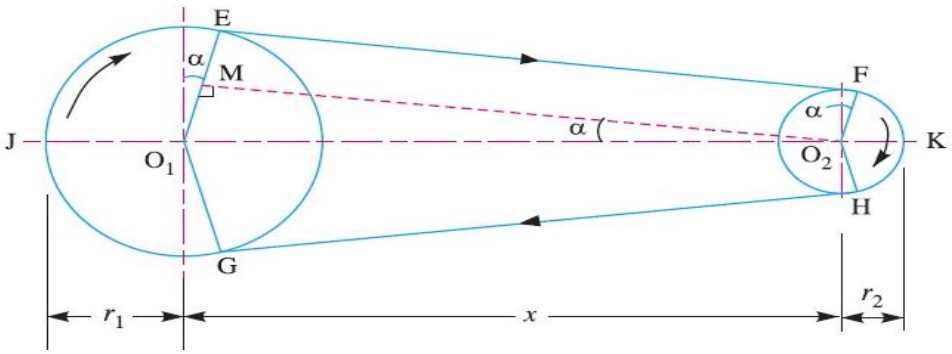



**4- Compound belt drive: الحزام الناقل المركب**

It is used يستخدم when power الطاقة is transmitted تنقل from one shaft عمود to another اخر through خلال a number عدد of pulleys البكرات.




## The length of an open pulley



Total length of an open belt drive is equal to:

$$L = GJE + EF + FKH + HG$$

$$= [JE + EF + FK] \dots\dots\dots\dots (1)$$

From $O_2$ draw line $O_2M \parallel EF$on $\perp O_1F$

From triangle $MO_2O_1$ we get:

$$sin\ \alpha = \frac{R-r}{x} \dots\dots\dots\dots\dots\dots (2)$$

$$Arc\ JE = R \times \frac{\pi}{2} + R \times \alpha\ = R\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) \dots\dots (3)$$

$$ArcFK = r \times \frac{\pi}{2} - r \times \alpha = r\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \dots\dots (4)$$

$$EF = O_2M = \sqrt{x^2 - (R-r)^2} = \sqrt{x^2\left(1 - \frac{R-r}{x^2}\right)^2} = x\sqrt{\left(1 - \frac{R-r}{x}\right)^2} \dots\dots (5)$$

By expanding nominal theorm ..... $MO_2O_1$

$$EF = x\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{R-r}{x}\right)^2 + \dots\dots\right] = x - \left(\frac{R-r}{2x}\right)^2$$

By substituting equation (3, 4, 5) in equation (1)

$$L = 2\left[R\left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) + x - \left(\frac{R-r}{2x}\right)^2 + r\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)\right]$$

By substituting equation (2) in this equation

$$L = 2\left[R\left(\frac{\pi}{2} + \frac{R-r}{x}\right) + x - \left(\frac{R-r}{2x}\right)^2 + r\left(\frac{\pi}{2} - \frac{R-r}{x}\right)\right]$$

$$L = 2R\frac{\pi}{2} + 2R\frac{R-r}{x} + 2x - 2\frac{(R-r)^2}{2x} + 2r\frac{\pi}{2} - 2r\frac{R-r}{x}$$

$$L = \left(2R\frac{\pi}{2} + 2r\frac{\pi}{2}\right) + \left(2R\frac{R-r}{x} - 2r\frac{R-r}{x}\right) + 2x - 2\frac{(R-r)^2}{2x}$$

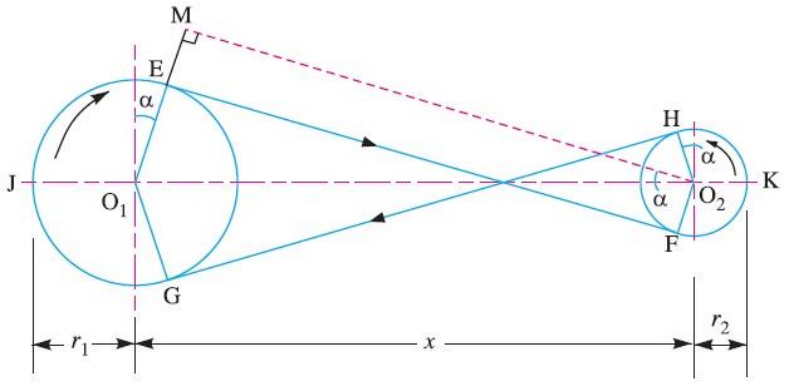
$$L = \pi(R + r) + 2\frac{R - r}{x}(R - r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \pi(R + r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x} + 2\frac{R - r}{x}(R - r)$$

$$L = \pi(R + r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \frac{\pi}{2}(D + d) + 2x - \frac{(D - d)^2}{4x}$$

## Length of Cross belt drive




By the same way of open belt drive

$$L = \pi(R + r) + 2x - \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \frac{\pi}{2}(D + d) + 2x - \frac{(D - d)^2}{4x}$$

## Velocity ratio of a belt drive

$$V_1 = \frac{\pi D_1 N_1}{60}\ m/s$$

$$V_2 = \frac{\pi D_2 N_2}{60}\ m/s$$

When threr is no slip then $V_1=V_2$

$$\frac{\pi D_1 N_1}{60} = \frac{\pi D_2 N_2}{60} \Longrightarrow D_1 N_1 = D_2 N_2$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

In case of compound belt drive:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1 D_3}{D_2 D_4} or \frac{speed\ of\ last\ driver}{speed\ of\ first\ driver} = \frac{product\ of\ diameter\ of\ driver}{product\ of\ diameter\ of\ driver}$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1 + t}{D_2 + t}$$

t = the thickness of belt

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1 + t}{D_2 + t}\left[1 - \frac{c}{100}\right]$$

$$S = S_1 + S_2$$

Where:

$S_1$= sliding ratio on driver pulley

$S_2$= sliding ratio on fixed pulley

## Ratio of driving tension for flat belts

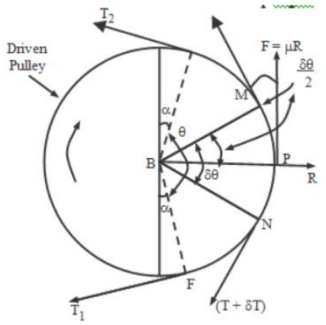
$T_1$= tension of belt on the tight side.

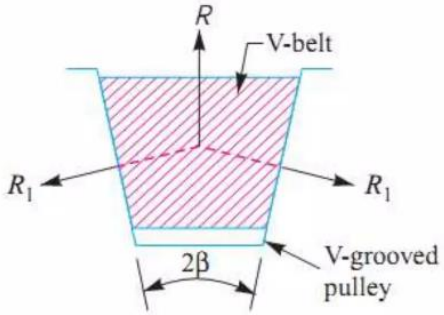
$T_2$= tension of belt on the slack side.

θ= Angle of contact between belt and pulley.

$$\theta_{rad} = \frac{\pi}{180} \times \theta^\circ$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \rightarrow for\ flat\ belt$$



$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{\mu\theta}{sin\beta}} \rightarrow for\ V\ belt$$

Where: μ= coefficient of friction

## Power transmitting by a belt

$$P = (T_1 - T_2) * V\ Watt\ or\ N.m/s$$

Where: $T_1$ and $T_2$ =tension in the tight and slack side of the belt (N)/

V= Velocity of the belt (m/s).

## Centrifugal Tension ($T_c$)

When the belt runs over the pulleys, some centrifugal force is caused and effect to increase the tension on both tight and slack side.

$$T_{m1} = T_1 + T_c$$

$$T_{m2} = T_2 + T_c$$

Where $T_c$= centrifugal tension.

$T_{m1}$= total tension in the tight side.

$T_{m2}$= total tension in the slack side.

$$T_c = m * V^2$$

$$m = Area * Length\ *\ density$$

$$A = b *\ t$$

Where: m= mass of belt.

V= linear velocity of belt.

A= Area of belt.

L= Length of belt.

$$m = b * t * L * \rho$$

$$Power\ (p) = (T_{m1} + T_{m2}) * V$$

$$\therefore\ (p) = [(T_1 + T_c) - (T_2 + T_c)] * V$$

$$p = (T_1 + T_2) * V$$

## Maximum Tension in the Belt ($T_{max}$)

$$T_{max} = T_{m1}$$

$$T_{max} = \sigma_{max} * A$$

Where:

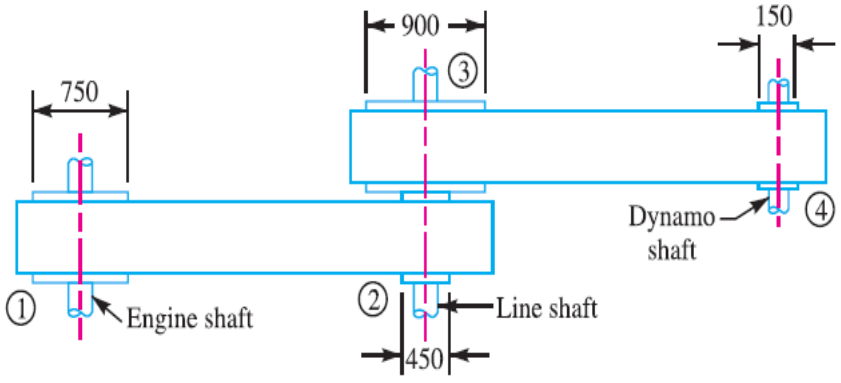
$T_{max}$= maximum tension in the belt.

A= b * t = cross section area of the belt.

b= width of the belt.

t= thickness of belt.

**Example (1):** an engine running at 150 rpm drives a line shaft by belt. The engine pulley is 750mm in diameter, and the pulley on the shaft is 450mm diameter. A 900mm diameter pulley on the shaft drives a 150mm diameter pulley keyed to a dynamo shaft. Find the speed of dynamo shaft, when there is no slip, and when slip 2% at each drive.




Solution: 1- when there is no slip.

$$\frac{N_u}{N_1} = \frac{D_1 \times D_3}{D_2 \times D_4}$$

$$\frac{N_u}{150} = \frac{750 \times 900}{450 \times 150} \Rightarrow N_u = 1500\ rpm$$

2- when there is slip

$$\frac{N_u}{N_1} = \frac{D_1 \times D_3}{D_2 \times D_4}[1 - S]$$

$$\frac{N_u}{150} = \frac{750 \times 900}{450 \times 150}[1 - 0.04] \Rightarrow N_u = 1440\ rpm$$

**Example (2):** Two pulleys, one 450 mm diameter and the other 200 mm diameter, on parallel shafts 1.95 m apart are connected by a crossed belt. Find the length of the belt required and the angle of contact between the belt and each pulley. What power can be transmitted by the belt when the larger pulley rotates at 200 rev/min, if the maximum permissible tension in the belt is 1 kN, and the coefficient of friction between the belt and pulley is 0.25.

**Solution:**

$$L = \pi(R + r) + 2x + \frac{(R - r)^2}{x}$$

$$L = \pi(0.225 + 0.1) + 2(1.95) + \frac{(0.225 - 0.1)^2}{1.95}$$

$$L = 4.97\ m$$

$$\theta = \pi + 2\alpha$$

$$\alpha = sin\frac{R + r}{x} = \frac{0.225 + 0.1}{1.95} = 9.6^\circ$$

$$\theta = 180 + 2(9.6^\circ) = 199.2^\circ$$

$$\theta_{rad} = \theta^\circ * \frac{\pi}{180} = 199.2^\circ * \frac{3.14}{180} = 3.47\ rad$$

$$P = (T_1 + T_2) * V$$

$$V = \frac{\pi D_1 N_1}{60} = \frac{3.14 \times 0.45 \times 200}{60} = 4.713\ m/s$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \Longrightarrow \frac{1 \times 10^3}{T_2} = e^{0.25 \times 3.47} \Longrightarrow \frac{1000}{T_2} = 2.385$$

$$\therefore T_2 = 419\ N$$

$$P = (1000 + 419) * 4.713 = 2738.25\ watt = 2.73\ Kw$$

**Example (3):** A leather belt 9mm*250mm is used to drive a cast iron pulley 900mm in diameter at 336 rpm. If the active arc on the smaller pulley is 120° and the stress in tight side is 2 MPa. The density of leather on cast iron is 0.35. determine the power can be transmitted by the belt and show how the centrifugal tension has no effect on the power transmitted.

**Solution:**

$$P = (T_1 + T_2) * V$$

$$T_{m1} = T_1 + T_c$$

$$\therefore T_1 = T_{m1} - T_c$$

$$m = A * L * \rho = b * t * L * \rho$$

$$m = 0.25 * 0.009 * 980 * 1$$

$$m = 2.2\ kg/m$$

$$V = \frac{\pi D_2 N_2}{60} = \frac{\pi * 0.9 * 336}{60} = 15.8\ m/s$$

$$T_c = 2.2 \times (15.8)^2 = 549.2\ N$$

$$T_{m1} = \sigma_{max} * A \Longrightarrow T_{m1} = \sigma_{max} * b * t \Longrightarrow T_{m1} = 2 * 250 * 9$$

$$T_{m1} = 4500\ N$$

$$T_1 = T_{m1} - T_c \Longrightarrow T_1 = 4500 - 549.2 \Longrightarrow T_1 = 3950\ N$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \Longrightarrow \frac{T_1}{T_2} = e^{0.35 * 120° * \frac{\pi}{180}}$$

$$\frac{3950}{T_2} = e^{0.35 * 2.09} \Longrightarrow \frac{3950}{T_2} = 2.08$$

$$T_2 = 1898.4\ N$$

$$P = (3950 + 1898.4) * 15.8 = 32415.28\ watt = 32.4\ Kw$$

$$T_{m1} = 4500\ N$$

$$T_{m2} = T_2 + T_c \Longrightarrow T_{m2} = 1898.4 + 549.2 \Longrightarrow T_{m2} = 2447.6$$

$$P = (T_{m1} - T_{m2}) * V \implies P = (4500 - 2447.6) * 15.8$$

$$P = 32427.9\, watt = 32.4\, Kw$$

$\therefore$ There is no effect of centrifugal tension on the power transmitted.

**Homework (1):** an engine shaft running at 120 rpm is required to drive a machine shaft by means of an open belt. The pulley on the engine shaft is of 2m in diameter and that of the machine is 1m diameter. If the belt thickness is 5mm, determine the speed of the machine shaft/

1- There is no slip.
2- There is a slip of 3%.

**Homework (2):** A pulley is driven by a flat belt running at a speed of 600 rpm. The coefficient of friction between the pully and the belt is 0.3 and the angle of contact 160° and the diameter of the pulley (30 cm). if the maximum tension in the belt is 700 N. find the power can be transmitted by a belt.

**Homework (3):** Two pulleys with diameter 450 mm and 200 mm, and center distance between two pulley (1.95 m). if we use open belt driven. Determine the length of belt and angle of contact between the nelt and two pulleys and the power can be transmitted by the belt, if the large pulley turn with speed of 2000 rpm and the maximum tension in the belt 1000 N and the coefficient of friction between the belt and two pulleys ($\mu$=0.25).

**Homework (4):** Two parallel shafts whose center lines are 4.8 m are connected by an open belt drive, the diameter of larger pulley is 1.5 m and that of smaller pulley (1 m). the velocity of the pulley is (21 m/s), and the stress in tight side is (2 MPa), the density of the belt is (980 kg/cm$^3$), and the coefficient of friction between the belt and the pulleys is ($\mu$=0.3), and the contact angle of large pulley (120°), and small pulley (65°). Determine the power can be transmitted by the belt. If the cross-section area of the belt (200 * 1.5) mm$^2$.

How:

1-when the speed of belt increases.

**a-** The coefficient of friction increases.

**b-** The power transmitted will decrease.

**c-** The coefficient of friction decreases.

**d-** The power transmitted will increase.

# صندوق التروس اليدوي (MT)

## اجهزة نقل الحركة

يناقش هذا الفصل الغرض من اجهزة نقل الحركة التي يتم فيها تغير السرعة يدويا وطرق تركيبها وادائها.

## اولاً- الغرض من اجهزة نقل الحركة:

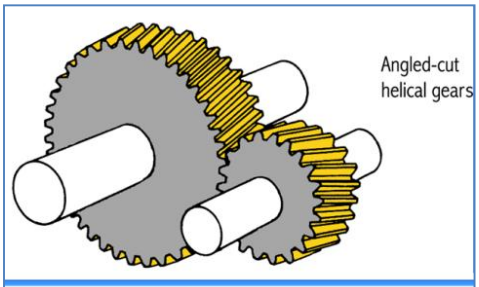
تستعمل اجهزة نقل الحركة كوسيلة لتغير نسبة عدد الدورات بين المحرك والعجلات القائدة للمركبة وعلى ذلك فيمكن ان يكون عدد دورات عمود المرفق في المحرك اربعة اضعاف او ثمانية او أثني عشر ضعفا لعدد دورات عجلات المركبة تقريبا وبالإضافة الى ذلك يوجد ترس خاص بعكس الحركة لتمكين المركبة من السير الى الخلف.

## أنواع التروس:

**ان اشهر انواع التروس المستخدمة في السيارات هي نوعان**

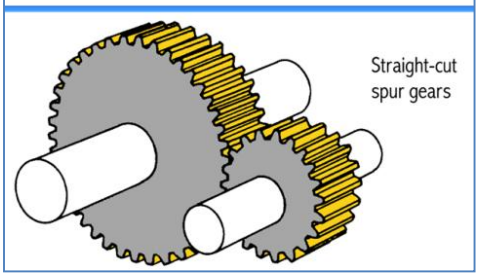
### ا- التروس الحلزونية: Helical Gears

**مزاياها**: تعمل بنعومة وهدوء
**مساوئها**: ينتج عنها قوة دفع في الاتجاه المحوري



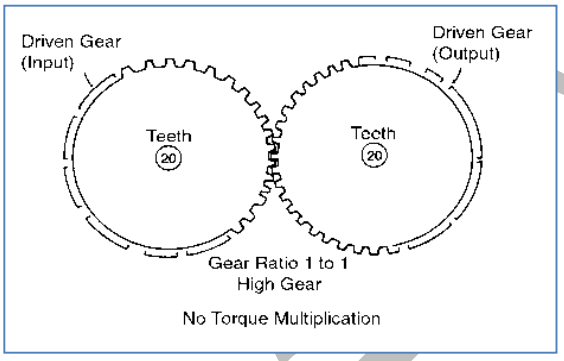

### 2- التروس العدلة: Spur Gears

**مزاياها**: لا ينتج عنها قوة دفع في الاتجاه المحوري
**مساوئها**: ينتج عنها صوت عالي (ضوضاء)




## ثانياً- العجلات المسننة (التروس) والعزوم:

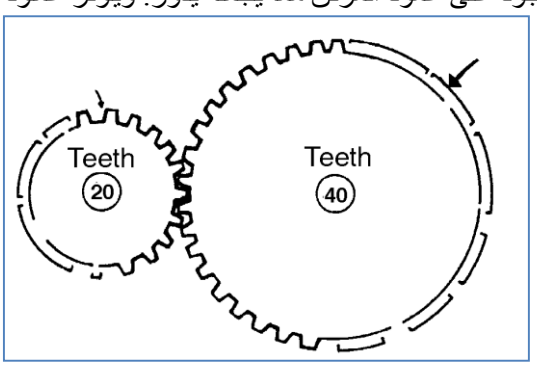
قبل التعمق في موضوع اجهزة نقل الحركة سنلقي نظرة على ما تقوم به التروس ويمكن تحديد نسبة التروس والعلاقة بين سرعتي عجلتين مسننتين معشقتين اذا علم عدد الاسنان المشكلة على كل من العجلتين المسننتين. اذا كانتا كلتا العجلتين متساويتان بعدد الاسنان دارتا بنفس السرعة وبعكس الاتجاه.

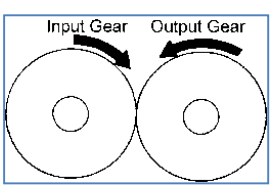


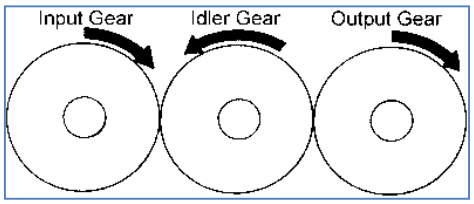

**ملاحظة**: - إذا كان عدد التروس المعشقة بهذه الحالة عدد زوجي فان الاتجاه يتغير وإذا كان عدد التروس فردي تكون الحركة بنفس الاتجاه.

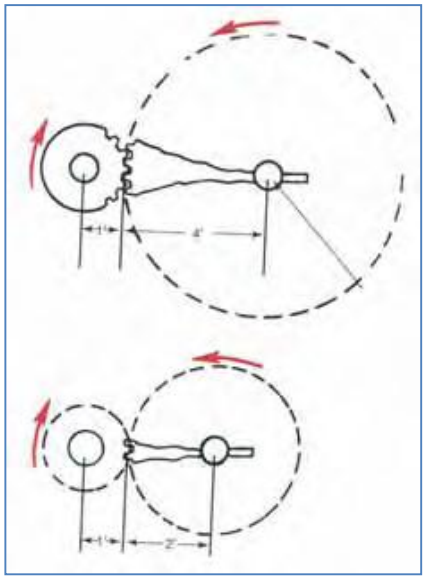
اذا كانت احدى العجلتين المشتبكتين (المعشقتين) ذات عدد من الاسنان اكبر من زميلتها. **مثلا اذا كان ترس ذو عدد من الاسنان (20 سن) معشق مع ترس ذو (40 سن) فأن الاول يدور دورتين حيث الثاني يدور دورةً واحدة فتكون نسبة السرعة بينهما هي (2 الى 1) وهي تخفيض بالسرعة، وذا كان الترس الاكبر هو القائد تكون نسبة السرعة بالعكس (زيادة بالسرعة) (1الى 2).**

**أ- العزم:** لا تتغير نسبة السرعة مع تغير عدد اسنان التروس فحسب بل يتغير كذلك العزم أيضا عندما يدور عمود او عجلة مسننة يكون هنالك عزم مؤثر فيه. فمكابس المحرك واذرع التوصيل تدفع المرفق الموجود على عمود المرفق مما يجعله يدور. ويؤثر عمود المرفق بعزم على العجلات المسننة الموجودة بمجموعة نقل الحركة التي تدور تبعا لذلك وتنقل القدرة (اللي، العزم) خلال مجموعة نقل الحركة الى اطارات المركبة مما يجعلها تدور.





## ب- عزم التروس:

يمكن قياس العزم المنقول بواسطة عمود او ترس باعتباره قوة في خط مستقيم مؤثرة في بعد معين من مركز الترس او العمود فاذا اردنا على سبيل المثال قياس العزم المنقول بين الترسين المعشقين. فأننا نثبت نهاية ميزان نابضي الى اسنان الترسين ثم يعين مقدار الشد في الميزان النابضي بواسطة التروس ومنه يمكن تعين العزم.

ولنفرض على سبيل المثال اننا قد وجدنا ان السن على الترس الناقل للحركة تدفع السن المقابلة لها على الترس المنقول اليه الحركة بقوة مقدارها (25 كغم) وبما ان هذه القوة تبعد بمقدار (10سم) (نصف القطر اي البعد عن مركز الترس الناقل للحركة) فان العزم يكون (250 كغم. سم) في مركز الترس الاصغر، اي ان الترس الناقل للسرعة (الترس الاصغر) يؤثر بعزم مقداره (250 كغم. سم) وتؤثر قوة دفع اسنان الترس الاصغر في اسنان الترس الاكبر. الى ان هذه القوة تدفع اسنان الترس الاكبر تكون على بعد (20سم) من المركز وعلى ذلك يكون العزم المؤثر في مركز الترس الاكبر مقداره (500 كغم. سم) فالقوة المؤثرة في سن الترس الاكبر هي نفس القوة المؤثرة في سن الترس الاصغر الى انها تؤثر بقوة مختلفة في المراكز الواقع على بعد مختلف.

## جـ - العزم ونسبة التخفيض:

**ان اهم نقطة يجب ملاحظتها هو انه اذا كان الترس الاصغر هو الناقل للحركة فان نسبة التخفيض تكون (2 الى 1) وتكون نسبة العزم (1 الى 2) وتكون سرعة دوران الترس الاكبر نصف سرعة دوران الترس الاصغر وعزم الترس الاكبر ضعف عزم الترس الاصغر.**

## ثالثاً- عملية نقل الحركة:

### وظيفة صندوق التروس العادي:

1. له القابلية على زيادة عزم الحركة المنقول الى العجلات القائدة، وذلك للتعجيل السريع.
2. إعطاء وضع الحياد الذي يفصل المحرك عن العجلات القائدة عند دوران المحرك.
3. إعطاء عدد من السرعات الأمامية، لملائمة ظروف القيادة.
4. له القابلية على تغير السرعة بسهولة وسلاسة.
5. ينقل القوى (السرعة، العزم) باقل خسارة.
6. اعطاء سرعة خلفية.

### أنواع صندوق التروس اليدوي:

1. **صندوق التروس الانزلاقي**
2. **صندوق التروس دائم التعشيق**
3. **صندوق التروس اليدوي الالي (Automated manual transmission. AMT)**
4. **صندوق التروس ذو القابض المزدوج (Dual-Clutch Transmission. DCT)**

### الأجزاء الرئيسية لصندوق التروس اليدوي دائم التعشيق:

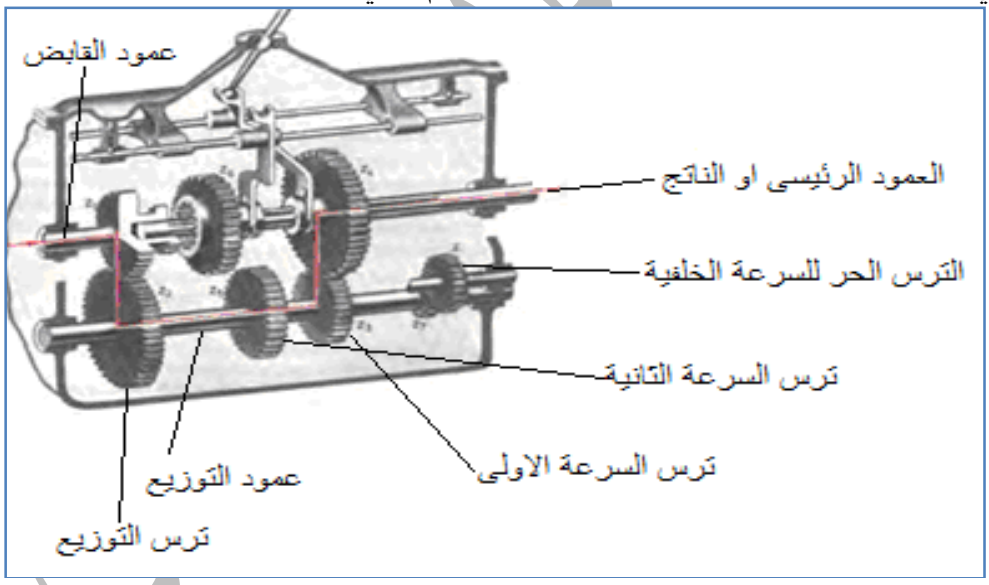
1. عمود الداخل (عمود القابض) Input Shaft
2. عمود التوزيع Counter Shaft
3. العمود الخارج Output Shaft
4. التروس Gears
5. علبة الصندوق Case
6. شوكة النقل (Shaft Forks)
7. رافعة تغيير السرعات Gear Shaft Lever
8. جهاز التوافق (المعشقات) (Synchronizers)

سنأخذ في الاعتبار نوعا بسيطا من اجهزة نقل الحركة مكون من ثلاثة سرع. جهاز نقل الحركة (صندوق التروس) مكون من ثلاثة اعمدة وثمانية تروس ذات احجام مختلفة وقد ظهر في الشكل الاجزاء المتحركة فقط. ولم تظهر العلبة الحاوية للمجموعة ولم تظهر الكراسي. وهنالك اربعة تروس مثبتة تبيت تاما في (عمود الادارة المقابل) (**عمود التوزيع**) وهي الترس الناقل للحركة والترس الثاني وترس الحركة البطيئة وترس السرعة الخلفية وعندما يكون القابض مشتبكا (معشق) والمحرك دائرا يعمل ترس عمود القابض على ادارة ترس عمود الادارة المقابل وبدوران العمود الناقل للحركة تدور التروس المثبتة عليه. ويدور عمود الحركة المقابل في اتجاه عكس دوران ترس عمود القابض. وعندما تكون التروس في وضع التعادل والمركبة واقفة في مكانها لا يدور العمود الرئيسي لنقل الحركة (العمود الناتج).

يتصل العمود الرئيسي لنقل الحركة اليا بالأعمدة والتروس التي تتصل في النهاية بعجلات المركبة. ويمكن تحريك ترسي نقل الحركة الموجودين على العمود الرئيسي الى الامام والخلف على مراود باستعمال رافعة نقل التروس (عصا التغير) الموجودة في حجرة القيادة في المركبة **والمراود** عبارة عن اسنان خارجية وداخلية متناسبة ومتشابكة وهي تسمح للتروس بالحركة في اتجاه المحور وتسمح في نفس الوقت للعمود والترس بالحركة الدائرية سويا.

## أ- السرعة البطيئة:

عندما تحرك رافعة الترس لجعل التعشيق في ترس السرعة البطيئة يتحرك الترس الكبير الموجود على العمود الرئيسي لنقل الحركة حتى يشتبك (يعشق) مع الترس الصغير الموجود على عمود التوزيع المقابل ويكون القابض غير معشق اثناء عملية نقل الترس المذكور وذلك لكي يقف تحريك عمود القابض وعمود التوزيع. وعندما يعشق القابض مرة ثانية يدور العمود الرئيسي (العمود الناتج) لنقل الحركة نتيجة لدوران الترس الناقل للحركة المركب على عمود القابض. ويكون ذلك بواسطة عمود التوزيع وبما ان هذا الاخير يدور بسرعة اقل من سرعة عمود القابض وبما ان الترس الصغير المركب عليه يكون معشقا مع الترس الكبير المركب على العمود الرئيسي لنقل الحركة فعلى ذلك تكون نسبة تخفيض السرعة (3الى1) وهنالك تخفيض اخر في مجموعة التروس الفرقية عند محور العجلات مما تجعل نسبة تخفيض التروس اكبر من ذلك (تقريبا 12 الى1) وذلك بين عمود المرفق والعجلات. وفي هذه الحالة تتحرك المركبة بسرعة بطيئة وعزم عالي.

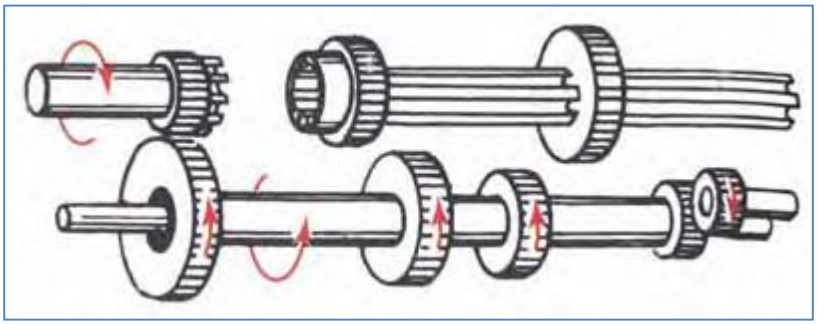



## ب- السرعة الثانية :

عندما تصل المركبة الى سرعة محددة او بمعنى اخر عندما يتطلب اختيار السرعة الثانية، نفصل القابض مرةً اخرى، نحرك رافعة نقل التروس الى الترس الثاني (يفك اشتباك الترس الكبير الموجود على المحور الرئيسي لنقل الحركة ويبتعد عن الترس الصغير الموجود على عمود الادارة المقابل). ينزلق الترس الصغير الموجود على العمود الرئيسي لنقل الحركة حيث يشتبك مع الترس الموجود على عمود الادارة المقابل ويعمل ذلك على تقليل نسبة التحفيض بين التروس (زيادة في السرعة مع نقصان في العزم) بحيث يتحرك عمود المرفق للمحرك ضعف دورات العمود الرئيسي لنقل الحركة.

## جـ - السرعة المباشرة (العالية):

عند وصول المركبة الى سرعة معينة ويحتاج ان نغير السرعة الى السرعة العالية، نقوم بالضغط على دواسة القدم للقابض وبعد ذلك نقوم بفك اشتباك الترسين المعشقين الموجودين على العمود الرئيسي والعمود المقابل. نحرك الترس الموجود على العمود الرئيسي الذي يحوي على بروز باتجاه ترس عمود القابض **وبعد التعشيق سوف يدور العمود الرئيسي بنفس سرعة عمود القابض والمحرك.**



### د- الحركة الخلفية:

عند الحاجة الى الحركة الى الخلف يجب ان تكون المركبة في حالت سكون في هذه الحالة يكون صندوق التروس في حالة حياد. نقوم بتعشيق اكبر ترس موجود على العمود الرئيسي مع اصغر ترس مجود على العمود المقابل **بواسطة الترس الحر** الموجود على العمود الحر الذي يقوم بعكس الحركة ونحصل في هذه الحالة على السرعة الخلفية.

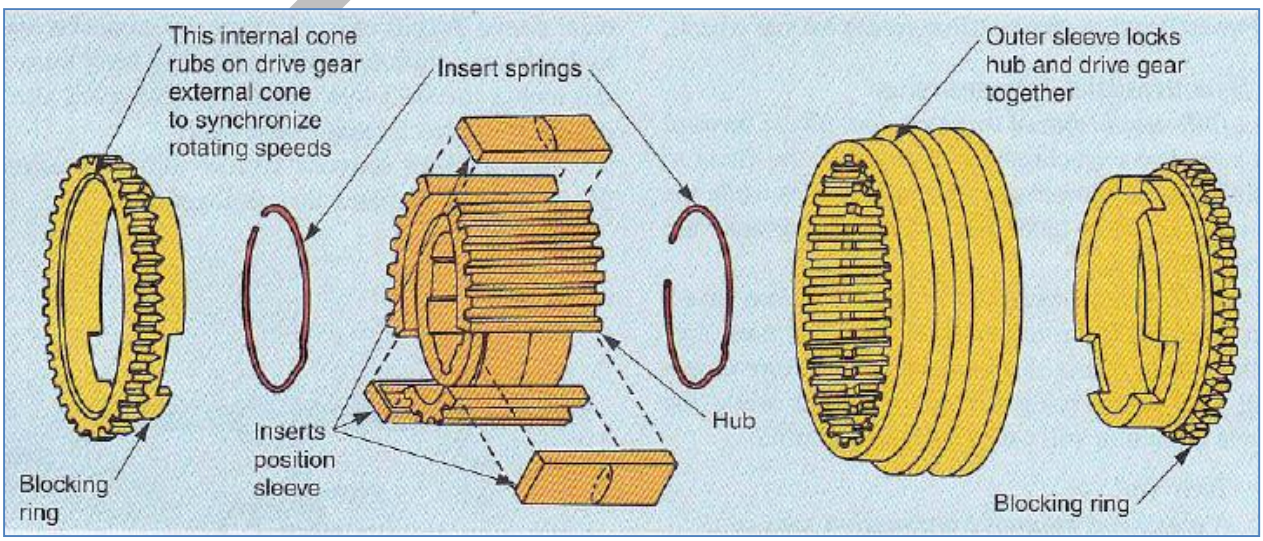
## جهاز التوافق (Synchronizers)

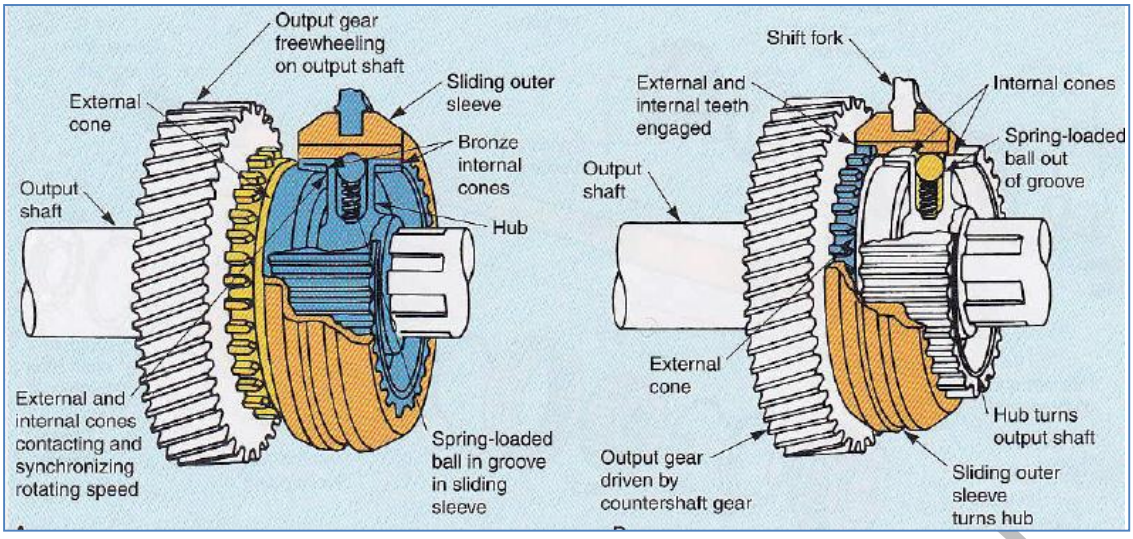
### وظيفة جهاز التوافق:

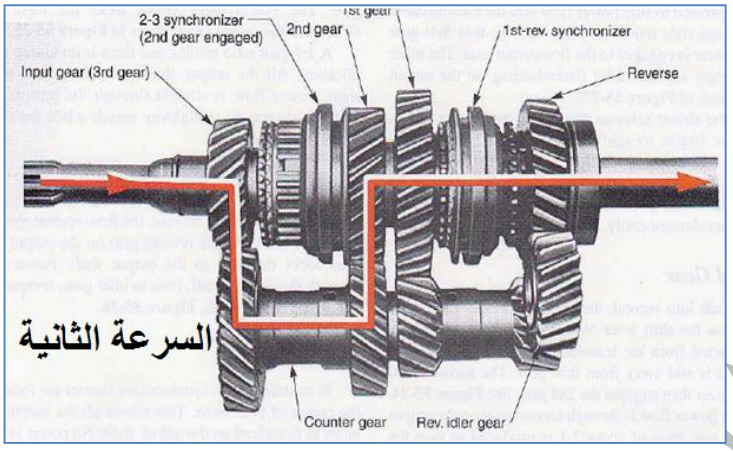
- ❖ منع تكسر اسنان التروس اثناء التعشيق، وذلك من خلال تقريب السرع بين التروس المراد تعشيقها.
- ❖ تعشيق الترس ذو السرعة المطلوبة مع العمود الخارج.

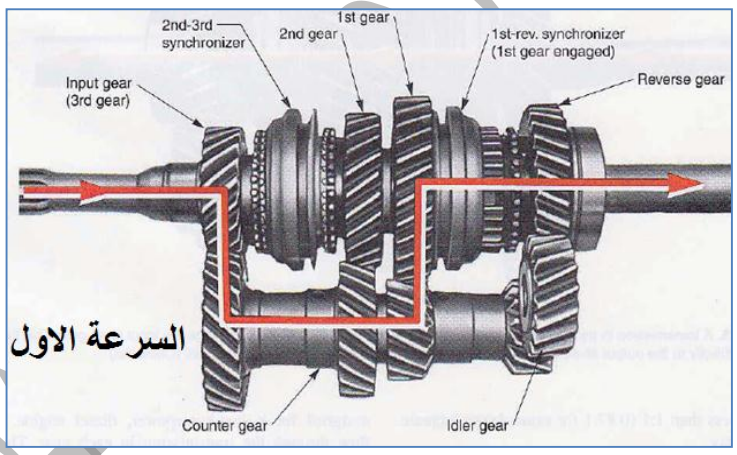
### عمل جهاز التوافق:

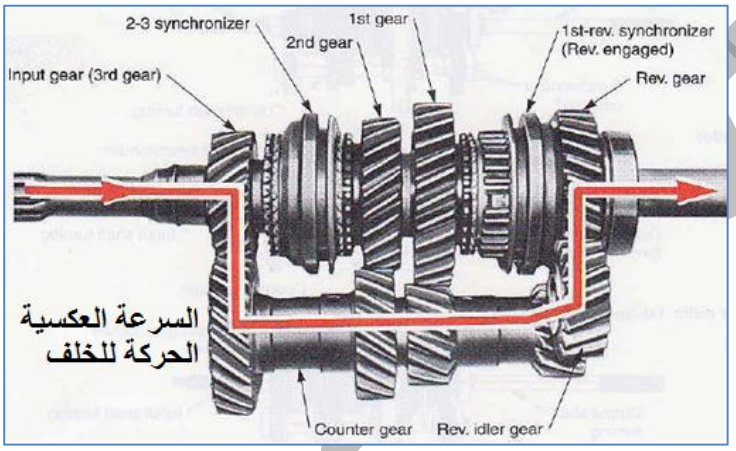
1. **عندما يراد تغير السرعة، جهاز التوافق ينزلق على العمود الخارج باتجاه الترس المراد تعشيقه.**
2. **البروز الجانبي المخروطي لجهاز التوافق سوف يكون تدريجيا بتماس لمخروط الترس المراد تعشيقه، وهنا يحدث احتكاك بين الاثنين.**
3. **الترس المراد تعشيقه سوف تتوافق سرعته بسرعة مع العمود الخارج وبالتالي سيدوران بنفس السرعة.**
4. **عندما تتعادل سرعتي الجهاز مع الترس المراد تعشيقه هنا تتقدم الصرة الخارجية لجهاز التوافق لتعشق الاسنان الجانبية العدلة للجهاز مع الاسنان الجانبية العدلة للترس المراد تعشيقة.**
5. **هنا القدرة تسري من خلال الترس المعشق الى العجلات القائدة.**

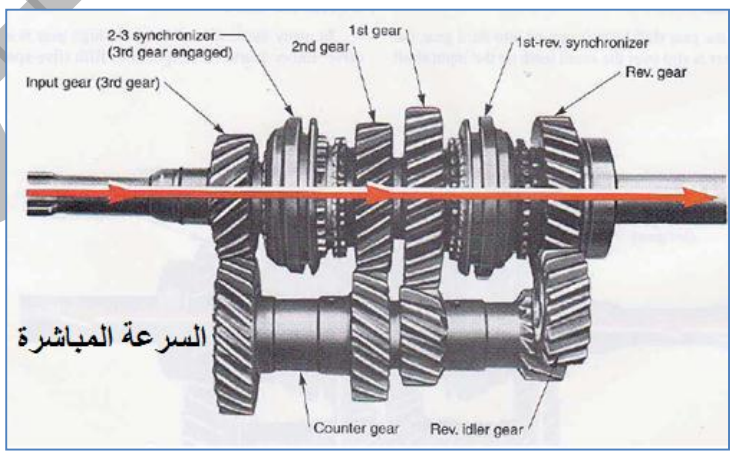


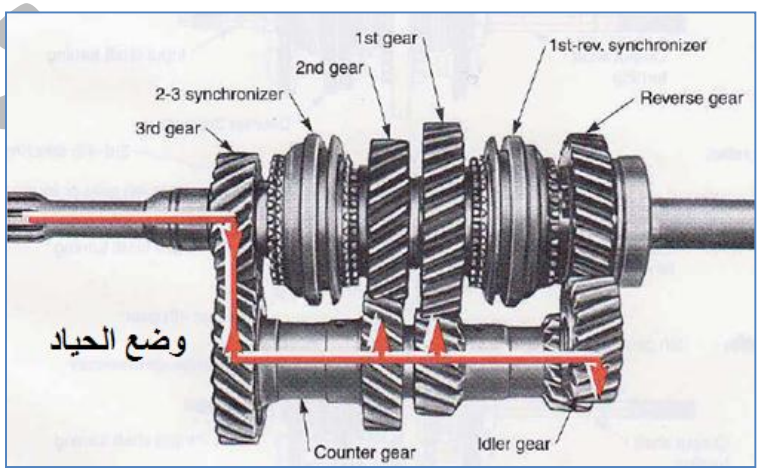

Output gear freewheeling on output shaft
Sliding outer sleeve
External cone
Bronze internal cones
Output shaft
Hub
External and internal cones contacting and synchronizing rotating speed
Spring-loaded ball in groove in sliding sleeve
Shift fork
External and internal teeth engaged
Internal cones
Spring-loaded ball out of groove
Output shaft
External cone
Hub turns output shaft
Output gear driven by countershaft gear
Sliding outer sleeve turns hub


2-3 synchronizer (2nd gear engaged)
2nd gear
1st-rev. synchronizer
Input gear (3rd gear)
Reverse
السرعة الثانية
Counter gear
Rev. idler gear


2nd-3rd synchronizer
2nd gear
1st gear
1st-rev. synchronizer (1st gear engaged)
Input gear (3rd gear)
Reverse gear
السرعة الاول
Counter gear
Idler gear


2-3 synchronizer
1st gear
2nd gear
1st-rev. synchronizer (Rev. engaged)
Input gear (3rd gear)
Rev. gear
السرعة العكسية الحركة للخلف
Counter gear
Rev. idler gear

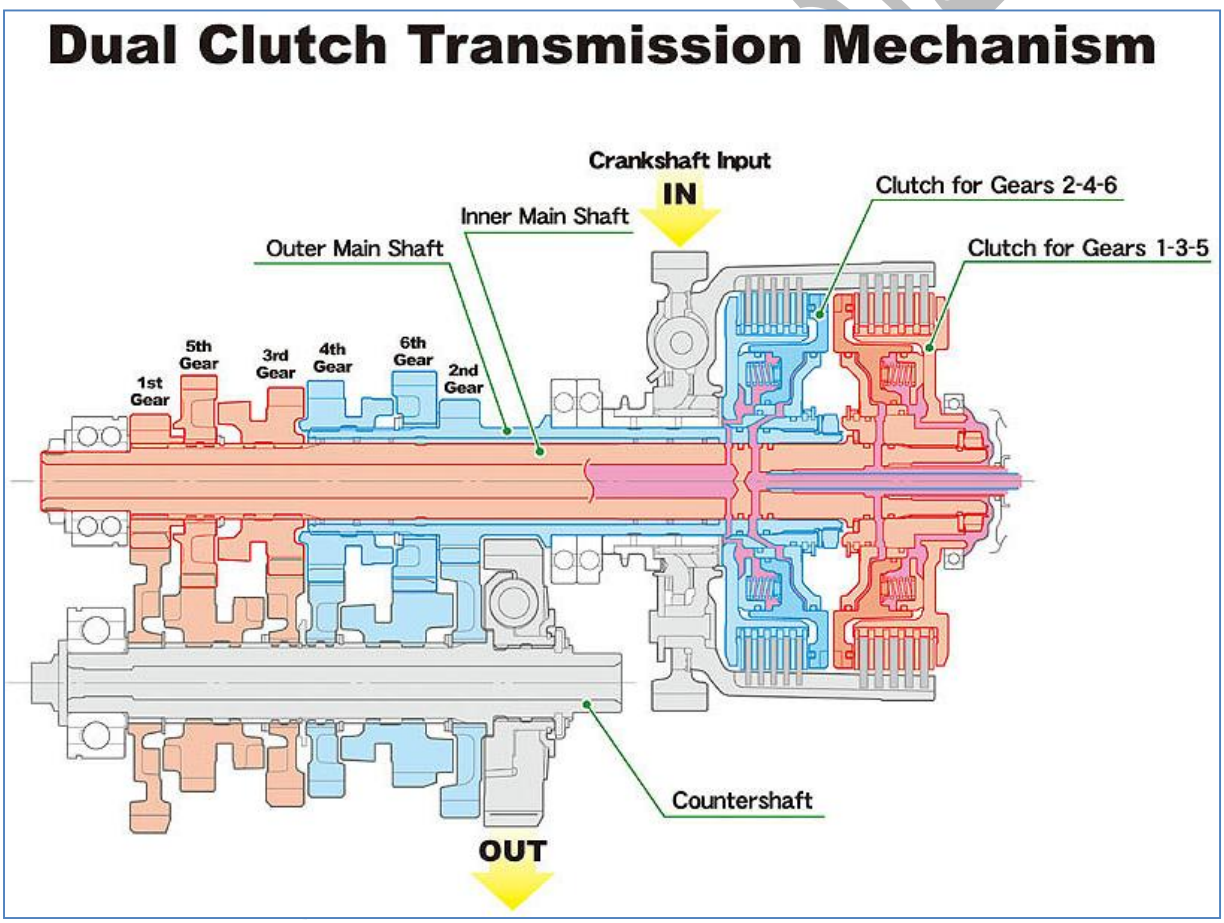

2-3 synchronizer (3rd gear engaged)
2nd gear
1st gear
1st-rev. synchronizer
Input gear (3rd gear)
Rev. gear
السرعة المباشرة
Counter gear
Rev. idler gear


1st gear
2nd gear
1st-rev. synchronizer
2-3 synchronizer
Reverse gear
3rd gear
وضع الحياد
Counter gear
Idler gear

## صندوق التروس ذو القابض المزدوج (Dual-Clutch Transmission. DCT):

هو صندوق تروس دائم التعشق ذو قابض مزدوج اي قابض عدد اثنان. القابض الاول يستخدم مع تعشيق السرع الفردية (الاول، الثالث، الخامس) اما القابض الثاني يستخدم مع تعشيق السرع الزوجية (الثاني، الرابع، السادس). يستخدم هذا الصندوق غالبا في السيارات الرياضية والسيارات السريعة، لسرعة الانتقال من سرعة الى اخرى وفي الحقيقة يعتبر صندوقين تروس مدمجين معا. **وهو صندوق تروس نصف اوتوماتيكي حيث لا يوجد دواسة القابض كما هو الحال في صندوق التروس اليدوي التقليدي.** في هذا النوع من صناديق التروس يستخدم كمبيوتر خاص لصندوق التروس (TCU) للسيطرة والتحكم بتعشيق التروس المطلوبة حسب المعطيات وظروف القيادة.

**طريقة عمل صندوق التروس ذو القابض المزدوج،** هو عند اختيار سائق المركبة وضع الحركة الى الامام (الوضع الالي) هنا تقوم وحدة التحكم بتشغيل القابض الاول (فصل القابض لغرض تعشيق السرعة المطلوبة ومن ثم وصل القابض) لتعشيق السرعة الاولى وعند وصول المركبة لسرعة معينة وحسب الظرف تقوم وحدة التحكم بتهيئة السرعة الثانية من خلال تشغيل القابض الثاني وتعشيق السرعة الثانية **وبدون توصيل الحركة الى العمود الناتج** اي **(يكون القابض الثاني في حالة فصل وتعشيق تروس السرعة الثانية فقط)**، في هذا الوقت تكون سرعتين معشقتان في نفس الوقت ولاكن، **يكون احد القوابض في حالة وصل والاخر في حالة فصل** فعند الانتقال من السرعة الاولى الى الثانية هنا تقوم وحدة تحكم الصندوق بفصل القابض الاول ووصل القابض الثاني فيتم **الانتقال من سرعة الى اخرى تقريبا بنفس الوقت اي دون هبوط بعزم المحرك.**




### مميزاته:

1- التغير من سرعة الى اخرى دون هبوط عزم المحرك.
2- اكثر راحة من نا قل الحركة اليدوي التقليدي.
3- سرعة الانتقال الى السرعة الاخرى.
4- يقلل من الاجهاد البدني أو النفسي.
5- اقتصادي في استهلاك الوقود.
6- له نسبة تعجيل جيدة.

### عيوبه:

1- كثرة الأعطال الإلكترونية والكهربائية ومعقدة نسبيا في الصيانة. 2- ذو تصميم معقد. 3- غالي الثمن.

## صندوق التروس اليدوي الالى (AMT):

هو صندوق تروس دائم التعشيق ذو قابض احتكاكي جاف ولاكن تغير السرعات يكون اللي. يعمل **AMT** بنظام بارع في اكتشاف الوظائف فهو مزود بكمبيوتر يقوم أوتوماتيكيا باكتشاف وضعية دواسة البنزين، والسرعة، بعد تشغيل السيارة وفقا لطريقة السائق في نقل السرعات في مختلف ظروف الطرق، فيقوم بعمل النقلة المناسبة في الوقت المناسب مستمدا البيانات من قاعدة البيانات الموجودة بالكمبيوتر. والميزة الكبيرة لهذه العملية، بالمقارنة مع التشغيل الآلي لمحولة عزم الدوران التقليدي، هو أن المحرك متصل دائماً ميكانيكياً بالعاجلات، الأمر الذي يمنح الشعور برد فعل السيارة الفوري لأوامر السائق.

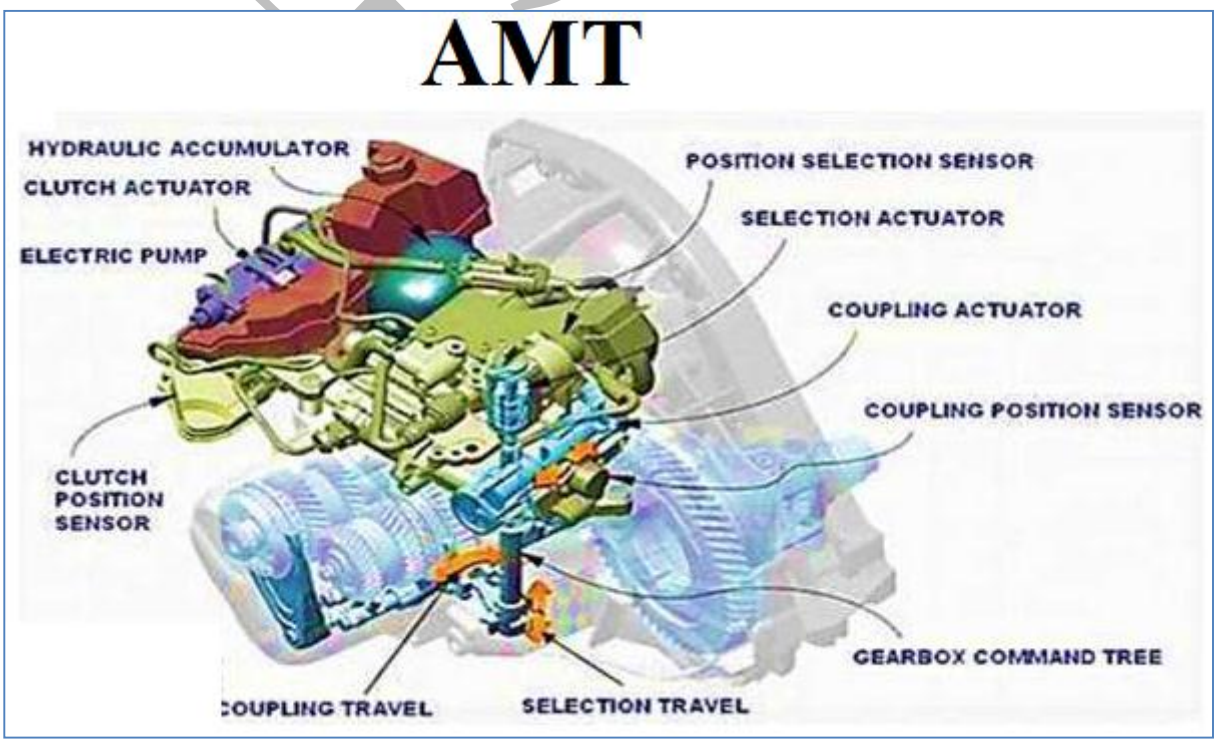
**طريقة عمل الـ(AMT)** كما ذكر ان هو صندوق تروس دائم التعشيق ذو قابض احتكاكي جاف ولاكن **لا** تحتوي المركبة على دواسة القابض وعتلة تغير السرع التقليدية كما هو الحال مع الصندوق التقليدي. في هذا النوع **يحتوي صندوق التروس على عصى تغير السرع اشبه بالعصى المستخدمة مع صندوق التروس الاوتوماتيكي ووحدة تحكم خاصة بالـ(AMT) تقوم بالسيطرة على المعشقات للتروس وعلى حركة القابض اي فصل ووصل القابض عند الحاجة، وذلك من خلال منفذات هيدروليكية تعمل على ضغط الهيدروليك بإشارة كهربائية. عند اختيار السرعة الى الامام في حالة الوضع الالي تقوم وحدة التحكم بأرسال اشارة الى المكبس الكهرو هيدروليكي للقابض ليتم فصل القابض ومن ثم ترسل وحدة التحكم اشارة الى المعشقات ليتم تعشيق السرعة المطلوبة فعند الضغط على دواسة الوقود للمركبة سوف تقوم وحدة تحكم الـ(AMT) بوصل القابض تدريجيا وبسرعة تعشيق محسوبة مسبقا فيتم توصيل الحركة، وتسير المركبة** اشبه بالمركبات ذات صندوق التروس الأتوماتيكي.

### محاسن صندوق التروس اليدوي الالي (AMT):

**1-** اقتصادي في استهلاك الوقود. **2-** يقلل من الاجهاد البدني أو النفسي.
**3-** أكثر راحة من ناقل الحركة اليدوي التقليدي.

### عيوب صندوق التروس اليدوي الالي (AMT):

1. غالي الثمن.
2. تكنولوجيا معقدة.
3. ذو تعجيل قليل عند الوضع الاوتوماتيكي.
4. صعوبة صيانة المنظومة الهيدروليكية الالكترونية التابعة له.
5. يمكن أن يكون ضعيف في السرعات المنخفضة وعند وقوف السيارات.



# ((اهم العيوب التي تحدث لصندوق التروس التوافقي بشكل عام))

## 1- تسرب زيت التزييت: الاسباب هي:

a) ارتفاع مستوى زيت التزييت.
b) استخدام زيت غير مناسب.
c) تلف موانع التسرب.
d) وجود ثقب او شرخ في علبة صندوق التروس.
e) عدم إحكام ربط براغي تفريغ الزيت.

## الصيانة اللازمة:

التأكد من مستوى الزيت.
تغير الزيت.
استبدال موانع التزيت.
معالجة الثقب واعادة ملئ الزيت.
التأكد من ربط البراغي بأحكام.

## 2- عدم وجود اى قدرة: الاسباب هي:

a) انزلاق القابض.
b) كسر في العمود الناتج او عمود القابض.
c) تأكل في شوكة النقل.
d) كسر او تأكل في اسنان ترس القابض.

تنظيف القابض والتأكد من قرص الضغط والاحتكاك.
استبدال العمود التالف.
استبدال شوكة النقل.
استبدال الترس.

## 3- صدور أصوات من صندوق التروس:

a) تأكل الكراسي.
b) تأكل التروس أو عمود الإدارة.
c) عدم استقامة تركيب صندوق التروس.
d) وجود عيب في قرص الاحتكاك بالقابض.
e) كبر خلوص التروس على العمود الرئيسي.
f) زيادة مقدار الحركة.

استبدال الكراسي.
استبدال التالف.
اعادة ضبط المحاور.
استبدال قرص الاحتكاك.
استبدال التروس.
اعادة ضبط الخلوص.

## الاعطال الكهربائية الاكثر شوعاً في صندوق التروس الـ(AMT) وصندوق التروس الـ(DCT)

1- تأخير التبديل من سرعة الى سرعة اخرى. **السبب،** تلف في حساسات سرعة العجلة او المركبة.

2- عدم تعشيق السرعة النهائية. **السبب،** تلف حساس سرعة العجلة او المركبة او ضعف في الضغط الهيدروليكي اذا كان من نوع الـ(AMT).

3- سير المركبة على سرعة واحدة فقط. **السبب،** تلف في وحدة التحكم او تلف في التوصيلات الكهربائية.

4- عدم التعشيق او فشل في توصيل الحركة. **السبب،** تلف في وحدة التحكم او تلف في التوصيلات الكهربائية.

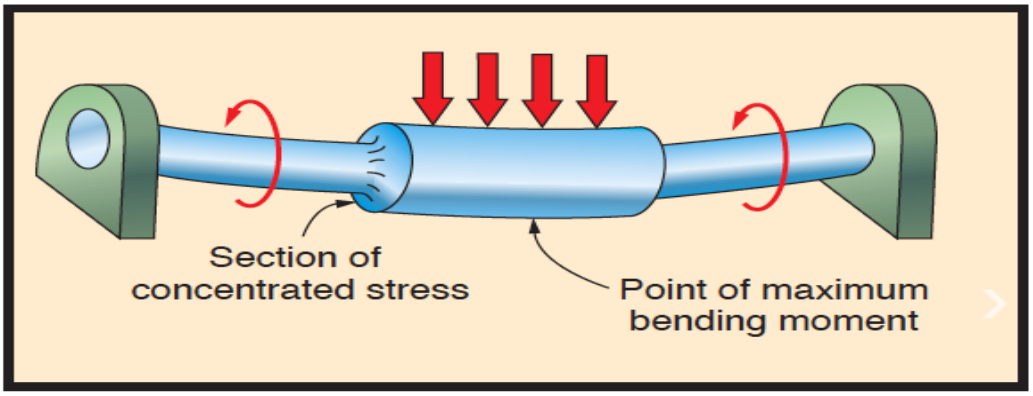
# Shafts

A shaft is a rotating دورية machine element الة جزء used تستعمل to transmit لنقلpower force طاقة القوى from one placeمن مكان to another الى اخر. The power الطاقة delivered تسلم to the shaft by some tangential force and resultant torque (twisting moment) and cause bending to the shaft.

## Materials used for shafts: المواد المستخدمة في تصنيع العمود

Materials used for the shafts should have the following properties;

1- It should have high strength. يجب ان يكون قوي
2- It should have good machinability. يجب ان يكون قابل للتشغيل
3- It should have good heat treatment properties. يجب ان يمتلك خواص معاملة حرارية
4- It should have a high wear resistance. يجب ان يمتلك مقاومة البلى او الاحتكاك




## Typey of shafts:

1- Transmission shafts.أعمدة او محور ناقل الحركة
2- Machine shafts.أعمدة او محور الآلة

1- **Transmission shafts:** the shafts العمود transmitينقل power طاقة الحركة between بين the shaft المحور and machinesوالالة . These shafts هذه المحاورcarryتحمل machine partsاجزاء الالة such as مثل pulleys and gearsالبكرات والتروس , therefore لهذا they are subjected يتعرضون to bending إلى الانحناء in addition بالإضافة to twisting الالتواء.

## Stress in shafts: الاجهادات على العمود

1- Shear stress إجهاد القص due to نتيجة ل the transmission of torque نقل عزم الدوران (torsional loadالحمل الالتوائية ).
2- Bending stress إجهاد الإنحناء (tensile or compressive stress اجهاد الشد أو الضغط) due to نتيجة ل the force القوة acting تؤثر machine elements على اجزاء الماكنة.
3- Stressالاجهادات due toنتيجة ل combined تجمع torsional .الأحمال الالتوائية and bending loads. الأحمال الانحناء

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{R} = \frac{G\theta}{L}$$

Where:

J: polar moment. مقياس لقدرة الجسم على عكس أو مقاومة الالتواء عند تطبيق قدر معين من عزم الدوران عليه على محور محدد.

τ: shear stress. قوة تميل إلى التسبب في تشوه المادة عن طريق الانزلاق على طول مستوى أو مستويات موازية للضغط المفروض.

R: radius of shaft. نصف قطر المحور

G: modulus of twist.معامل الالتواء

θ: angle of twist. .زاوية الالتواء

L: length of shaft.طول العمود

- Shafts subjected to twisting moment only. لحظة تعرض العمود الى عزم دوران فقط

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$ for solid shaft لعمود صلب

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d_\circ^3 [1 - K^4]$$ for hollow shaft لعمود مجوف

$$K = \frac{d_i}{d_\circ}$$

- Shafts subjected to bending moment only.لحظة تعرض العمود الى عزم انحناء فقط

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d^3$$ for solid shaft لعمود صلب

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d_\circ^3 [1 - K^4]$$ for hollow shaft لعمود مجوف

- **Shaft subjected to combine twisting and bending moment.** .
  لحظة تعرض العمود الى عزم انحناء وعزم التواء

a. Maximum shear stress theories:

$$T_e = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$ for solid shaft

$$T_e = \sqrt{m^2 + \tau^2}$$

b. Maximum normal stress:

$$M_e = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d^3$$ for solid shaft

$$M_e = \frac{1}{2}[M + T_e]$$

## 2- Machine shaft: عمود الآلة

Cardan shaftاعمدة الكرد , crank shaft العمود الفقري لمحرك الاحتراق الداخلي for complex cardan shaft.

**Cardan shaft: اعمدة الكرد**

It transmits power ينقل الطاقة الحركة from من the gearbox ناقل الحركة to the rear axle المحور الخلفي, this shaft هذا العمودmust be يجب ان starting يبدا to resist يقاوم the twisting الالتواء that acting يؤثر الذي during اثناء torque عزم الدوران it should يجبbe يكون resilient مرن to absorb ليمتص the torsional shocks صدمة الالتواء.

- The calculated speed السرعة المحسوبة of cardan shaft لمحور الكرد is about 60 percent higherاكبر than the engine speed سرعة الماكنة at maximum power عند الطاقة القصوى.

$T_e$= engine torque. عزم دوران الماكنة

G= overall gear ratio. نسبة التروس الكلية

$T_t$= torque transmitted by the cardan shaft عزم الدوران الذي ينتقل عن طريق عمود الكردان

$$T_t = T_e \times G$$

The frictional force قوى الاحتكاك develops تصاعدhorizontally افقيا and the weight ووزن on the axle المحور developsيتصاعد vertically عموديا in the axile بالمحور. This intensity هذه الشدة of stress للإجهاد is **zero** هي صفر at the surface على السطح and maximum واقصى قيمة at the center على محور of the axle الدوران.

تتصاعد قوة الاحتكاك أفقيًا وتتصاعد الوزن على المحور رأسيًا في المحور. شدة الضغط هذه تكون صفرًا على السطح والحد الأقصى عند مركز المحور.

**Example 1:**

Shaft rotating at (200 rmp) is to transmit 20 kw, the shaft may be assumed to be made of mild steel with allowable shear stress 42 Mpa. Determine the diameter of the shaft, neglect the bending moment on the shaft.

**Solution:**

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

$$P = \frac{2\pi NT}{60} \Rightarrow T = \frac{P \times 60}{2\pi N}$$

$$T = \frac{20 \times 10^3 \times 60}{2 \times \pi \times 200} = 955\ N.m = 955 \times 10^3 N.mm$$

$$955 \times 10^3 = \frac{\pi}{16} \times 42 \times d^3$$

$$955 \times 10^3 = 8.25d^3 \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{955 \times 10^3}{8.25}} = 48.7\ mm$$

**Example 2:**

A pair of wheels of railway wagonعربة السكك الحديدية carries a load of 50 KN on each axle box acting at distance of 100 mm outside the wheelbase. The gage of the rail is 1.4 m. find the diameter of the axle between the wheels. If the stress is to exceed 100 Mpa. Take the maximum bending moment $5*10^6$ N.mm.

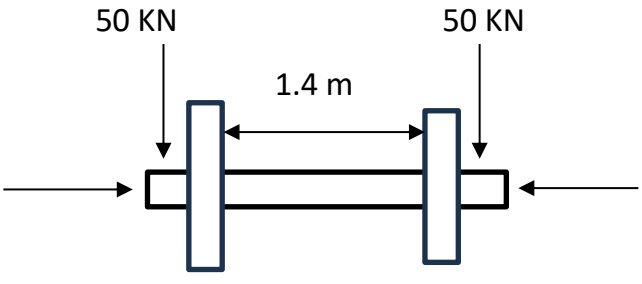
**Solution:**

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma b \times d^3$$

$$5 \times 10^6 = \frac{\pi}{32} \times 100 \times d^3$$

$$5 \times 10^6 = 9.82d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \times 10^6}{9.82}} = 0.79\ mm$$



**Example 3:**

An automobile engine develops a maximum torque of 162 N.m, the overall ratio (G=2.75*4.25). the effective wheel radius is 0.325m and the coefficient of friction between the tire and the road surface is (0.6). If the permissible shear stress is $32372*10^4$ determine the maximum diameter assuming that the load is tortional, and the maximum load on each wheel.

**Solution:**

Torque can be transmitted by the Carden shaft

$$T_t = T_e \times G = 162 \times 11{,}687 = 1893.4\ N.m$$

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{R} \Rightarrow \frac{T}{\frac{\pi}{32}d^4} = \frac{\tau}{\frac{d}{2}}$$

$$\frac{1893.4}{\frac{\pi}{32}d^4} = \frac{32373 \times 10^4}{\frac{d}{2}}$$

$$d = 31\ mm$$

The same amount of torque is transmitted to each wheel.

Tractive effort $= \frac{1893.4}{0.325} = 5825.8\ N$ $\qquad T_E = \frac{T_{total}}{R}$

Load on each wheel $= \frac{5825.8}{0.6} = 9709.7\ N$ $\qquad F = \frac{F}{\mu}$

## Homework 1:

Calculate the maximum intensity of shear stress and the angle of twist in degree for length of 10 m for a solid shaft of 10 cm diameter transmitting 150 kg.cm/min at 150 rpm. Take ($G=0.82*10^6$ Kg/cm$^2$) for the material of the shaft.

## Homework 2:

A solid shaft is transmitting 1 MW and 240 rpm. Determine the diameter of the shaft if the maximum torque ($47.7*10^3$) N.m, and the maximum allowable shear stress (60 Mpa).

## Homework 3:

An engine develops 29.5 kw at 200 rpm when the torque is maximum. The low gear ratio is 3:1 and the back axle reduction is 4.5:1. The load on each driving axle is 7357.5 N. when the car is fully loaded. Diameter of road wheel over the types is 0.71 m. and the coefficient of adhesion between the type and road is 0.6. if the permissible stress in the material of the shaft is not exceed $22072.5*10^4$. Find the diameter of the axle shaft.

## Homework 4:

A solid circular shaft is 60 cm in diameter. Find the H.P transmitted at 120 rpm. If the permissible shear stress is 62.5 kg/cm$^2$.

## Homework 5:

A solid circular shaft is subjected to a bending moment of 3000 N.m and torque of 10000 N.m. the shaft is made of steel have allowable tensile stress of 116.7 N/mm$^2$, and allowable bending stress 83.3 N/mm$^2$. Determine the diameter of the shaft.

---

## 1- Introduction: -

A spring is defined as an elastic body, whose function is to distort ( وظيفتها التشويه) when loaded and to recover its original shape when the load is removed (استعادة شكلها الصلي بعد زوال الحمل).

**applications of springs are as follows** (تطبيقات السبرانك).

**1.** absorb or control energy (امتصاص الطاقة) due to either shock or vibration as in car springs, railway buffers, air-craft landing gears ( كما هو الحال في نوابض السيارات ومهبط الطائرات وعجلات الهبوط)

**2.** To apply forces, as in brakes, clutches and spring.

**3.** To control motion ((للتحكم في السيطرة by maintaining contact between two elements (الحفاظ على السيطرة بين عنصرين).

**4.** To store energy, etc. (لحفظ الطاقة).

## 2-Material for Helical Springs: -

The material of the spring should have high fatigue strength, high ductility, high resilience and it should be creep resistant. It largely depends upon the service for which they are used *i.e*. **average service or light service**.

يجب أن تتمتع مادة الزنبرك بمقاومة عالية للتعب، وقابلية عالية للسحب، ومرونة عالية. ومقاومة للزحف. ويعتمد ذلك إلى حد كبير على الخدمة التي تستخدم من أجلها، أي الخدمة الشديدة أو الخدمة المتوسطة أو الخدمة الخفيفة

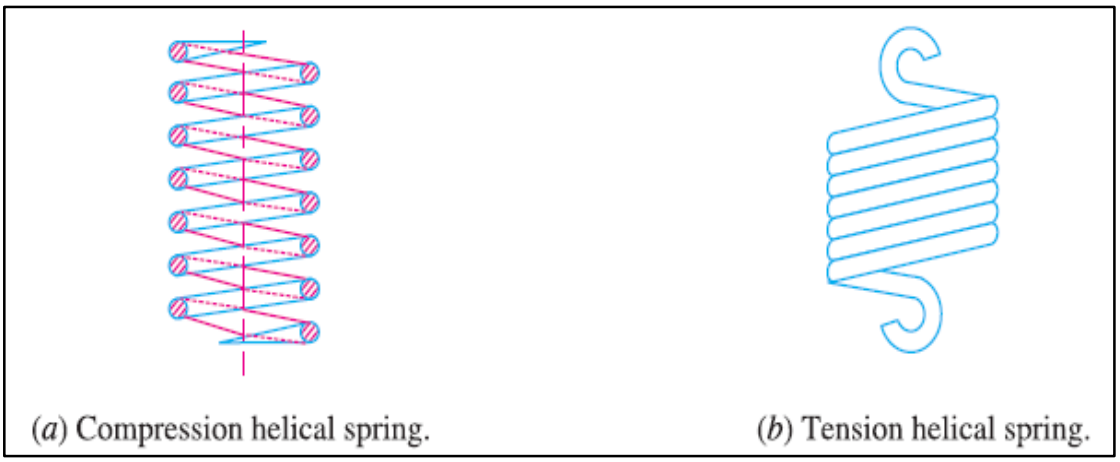
## 3- Types of Springs: -

### 1- *Helical springs*: -

The helical springs are made (تصنع النوابض الحلزونية) up of a wire coiled in the form of a helix and is primarily intended (مخصصة للأحمال الانضغاطية) for compressive or tensile loads.

**The two forms of helical springs are** (أنواع النوابض الحلزونية).

- ✓ **Compression helical spring (نابض ضاغط)**
- ✓ **tension helical spring (نابض مشدود)**



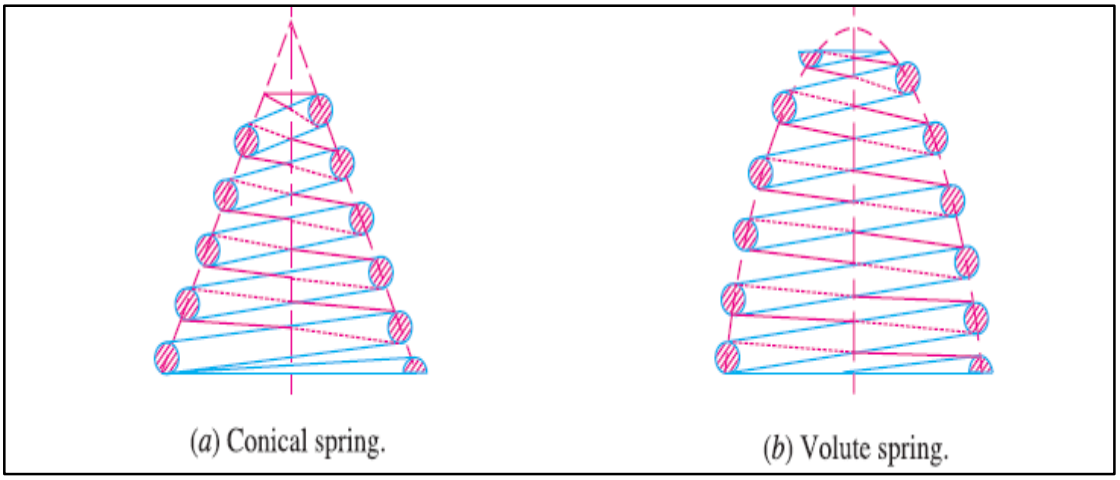
(*a*) Compression helical spring. (*b*) Tension helical spring.

### The helical springs advantages. (محاسن النوابض الحلزونية)

**(1)** easy to manufacture. (سهل التصنيع)
**(2)** available in wide range. (متوفرة بنطاق واسع)
**(3)** These are reliable. (موثقيه عالية)
**(4)** These have constant spring rate. (تتمتع بمعدل سبرنك ثابت)
**(5)** Their performance can be predicted more accurately. ( يمكن التنبؤ بأدائهم بشكل أكثر دقة)
**(6)** Their characteristics can be varied by changing dimensions. ( يمكن تغيير عن طريق تغيير الابعاد)

## 2. Conical and volute springs (نوابض مخروطية)

The conical and volute springs, as shown in Fig blew, are used in special applications. with a spring rate that increases with the load is desired ( معدل يزداد مع الحمل المطلوب). **The conical spring,** as shown in Fig. (***a***), is a uniform pitch whereas the volute springs, as shown in Fig. (***b***), with constant pitch



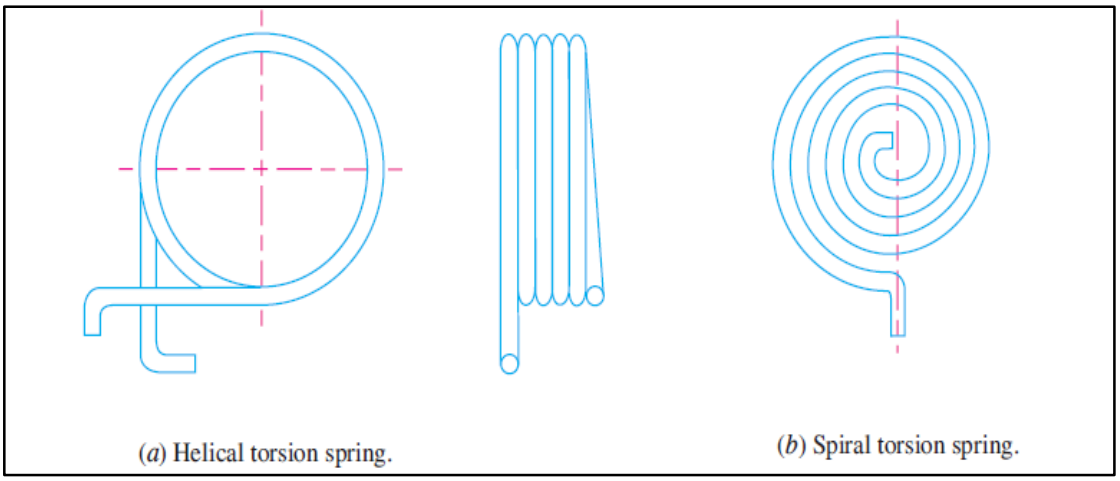
(*a*) Conical spring. (*b*) Volute spring.

## 3. Torsion springs.

These springs may be of ***helical*** or ***spiral*** type as shown in Fig. a. The **helical type** may be used only in applications where the load tends to wind up the spring and are used in various electrical mechanisms.

Not: - The major stresses produced in torsion springs are tensile and compressive due to bending.

إن الضغوط الرئيسية التي تنتج في نوابض الالتواء هي الشد والضغط بسبب الانحناء



(*a*) Helical torsion spring. (*b*) Spiral torsion spring.

## 4. Laminated or leaf springs.

The laminated or leaf spring (السبرنك الرقائقي او الورقي) (also known as ***flat spring*** or ***carriage*** ***(سبرنك العربة او المسطح)***
consists of a number of flat plates (known as leaves) lengths held together by means of clamps and bolts ((اطوال يتم تثبيتها سويا بواسطة براغي, as shown in Fig. 23.4. These are mostly used in automobiles. (تستخدم غالبا في السيارات)

Not: - The major stresses produced in leaf springs are tensile and compressive stresses.

الإجهادات الرئيسية التي تنتج في نوابض الأوراق هي إجهادات الشد والضغط.

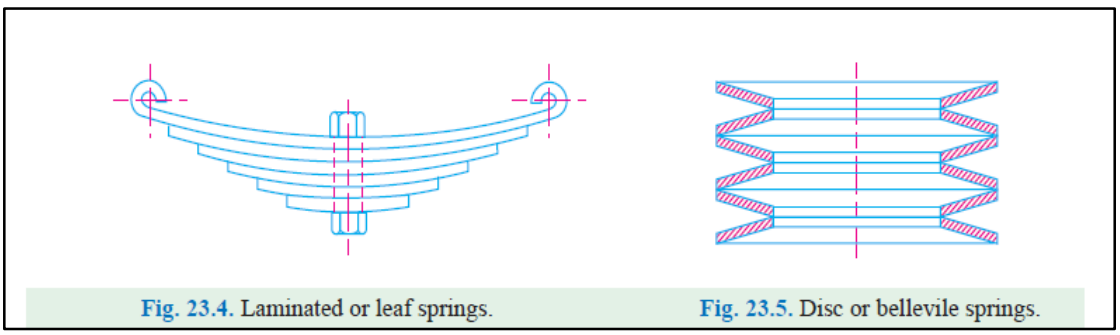


Fig. 23.4. Laminated or leaf springs. Fig. 23.5. Disc or bellevile springs.

## Terms used in Compression Springs: -

The following terms used in connection with compression springs are important from the subject point of view.

المصطلحات تستخدم فيما يخص نوابض الضغط من وجهة نظر الموضوع

**1. *Solid length.*** When the compression spring is compressed until the coils come in contact with each other, then the spring is said to be ***solid.*** Mathematically, Solid length of the spring.

where**'s**

$LS = n'.d$

$n'$ = Total number of coils, and

$d$ = Diameter of the wire.

## 2. *Free length.*

The free length of a compression spring, as shown in Fig. is the length of the spring in the free or unloaded condition.

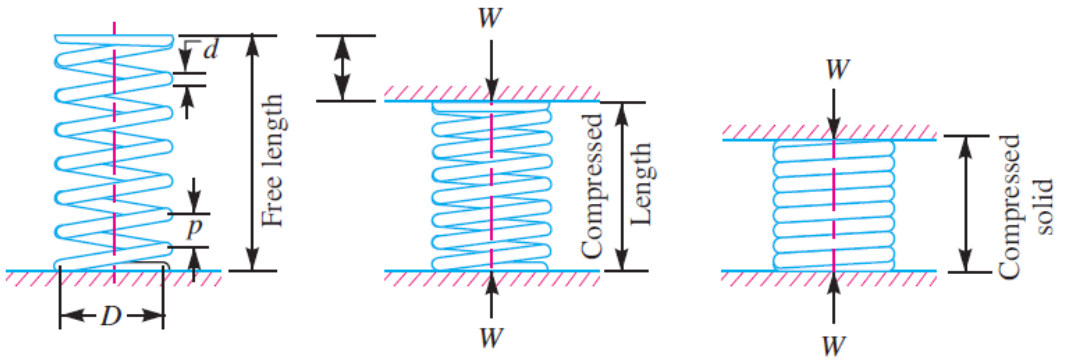



**Fig. 23.6.** Compression spring nomenclature.

Free length of the spring.

$Lf$ = Solid length + Maximum compression + *Clearance between adjacent coils (or clash allowance)

$$Lf = n'.d + \gamma\ mix + 0.15\ \gamma\ max$$

The following relation may also be used to find the free length of the spring, *i.e.*

$$Lf = n'.d + \gamma\ max + (n' - 1) \times 1\ \text{mm}$$

In this expression, the clearance between the two adjacent coils is taken as 1 mm.

يتم أخذ الخلوص بين الملفين المتجاورين على أنه 1 مم

**3. *Spring index*.** The spring index is defined as the ratio of the mean diameter of the coil to the diameter of the wire. Mathematically, Spring index,

$$C = D / d$$

Where's
$D$ = Mean diameter of the coil, and
$d$ = Diameter of the wire.

**4. *Spring rate*.** The spring rate (or stiffness or spring constant) is defined as the load required per unit deflection of the spring. Mathematically, Spring rate,

$$k = W / \gamma$$

where's
$W$ = Load,
ɣ = Deflection of the spring.

**5. *Pitch*.** The pitch of the coil is defined as the axial distance between adjacent coils in uncompressed state. Mathematically Pitch of the coil.

$$p = \frac{free\ length}{n^- - 1}$$

The pitch of the coil may also be obtained by using the following relation, *i.e.*

$$p = \frac{Lf - Ls}{n^-} + d$$

Where's
$Lf$ = Free length of the spring.
$Ls$ = Solid length of the spring.
$n'$ = Total number of coils.
$d$ = Diameter of the wire.

## Stresses in Helical Springs of Circular Wire: -

Consider a helical compression spring made of circular wire and subjected to an axial load *W*, as shown in Fig. 23.10 (*a*). Let

D = mean diameter of the spring coil,

d = Diameter of the spring wire,

n = Number of active coils,

G = Modulus of rigidity for the spring material,

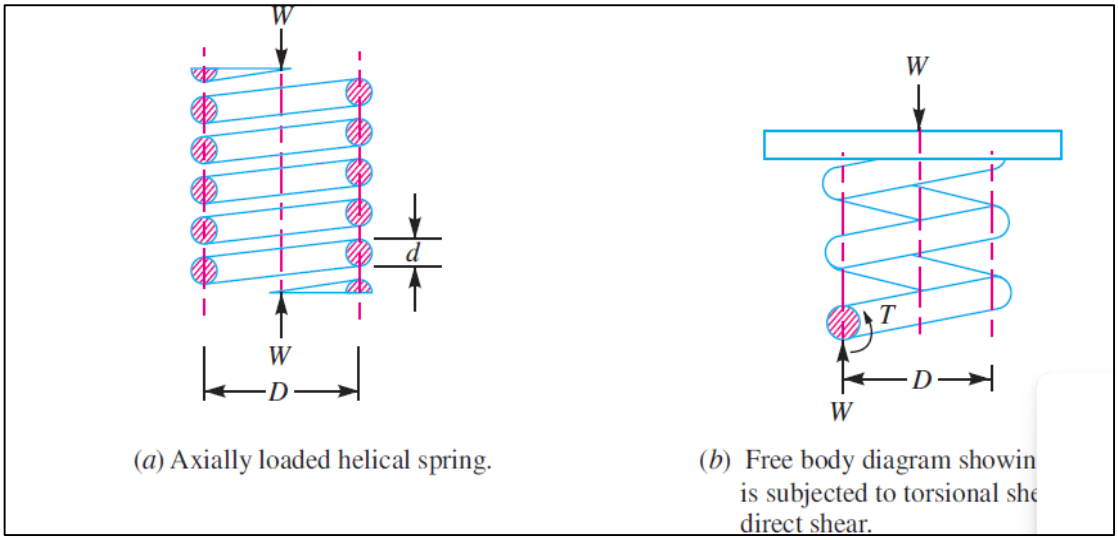
W = Axial load on the spring,

τ = Maximum shear stress induced in the wire,

C = Spring index = D/d

p = Pitch of the coils, and

δ = Deflection of the spring, as a result of an axial load W.




(*a*) Axially loaded helical spring.

(*b*) Free body diagram showin is subjected to torsional she direct shear.

The load (W) tends to rotate the wire due to the twisting moment (T) set up in the wire. Thus **torsional shear stress is induced in the wire**.

$$T = W * \frac{D}{2} = \frac{\pi}{16} * \tau * d^3$$

$$\tau_1 = \frac{16 * w * D}{2 * \pi * d^3} = \frac{8 * w * D}{\pi * d^3}$$

We know that **direct shear stress** due to the load *W*,

$$\tau_2 = \frac{load}{\text{Cross} - \text{sectional area of the wire}}$$

$$\tau_2 = \frac{w}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4w}{\pi * d^2}$$

We know that the resultant shear stress induced in the wire: -
Maximum shear stress induced in the wire = Torsional shear stress + Direct shear stress

$$\boldsymbol{\tau = \tau_1 + \tau_2}$$

*KS* = Shear stress factor = $1 + \frac{1}{2c}$

$c = spring\ index$

**Example.1.** A compression coil spring made of an alloy steel is having the following specifications. Mean diameter of coil = 50 mm; Wire diameter = 5 mm; Number of active coils = 20. If this spring is subjected to an axial load of 500 N; **calculate** 1- Shear stress factor 2- Total maximum shear stress.

**Solution.** Given: $D$ = 50 mm; d = 5 mm; *$n$ = 20; $W$ = 500 N

$$c = \frac{D}{d} = \frac{50}{5} = 10$$

Shear stress factor $ks = 1 + \frac{1}{2c} = 1 + \frac{1}{2*10} = 1.05$

$$\tau_t = \tau_1 + \tau_2$$

$$\tau_1 = \frac{8 * w * D}{\pi * d^3} =$$

$$\tau_2 = \frac{4w}{\pi * d^2} =$$

**Example.2.** A helical spring is made from a wire of 6 mm diameter and has outside diameter of 75 mm. If the permissible shear stress is 350 MPa and modulus of rigidity 84 kN/mm2, **Find** the axial **load** which the spring can carry and the **deflection** per active turn.

**Solution.** Given: $d$ = 6 mm; $Do$ = 75 mm; $\tau$ = 350 MPa = 350 N/mm2; $G$ = 84 kN/mm2 = 84 × 103 N/mm2

We know that mean diameter of the spring

$$D = D_O - d = 75 - 6 = 69\ mm$$

Spring index

$$c = \frac{D}{d} = \frac{69}{6} = 11.5$$

$$Ks = 1 + \frac{1}{2c} = 1 + \frac{1}{2 * 11.5} = 1.043$$

maximum shear stress induced in the wire ($\tau$).

$$\tau_1 = \frac{8 * w * D}{\pi * d^3}$$

$$350 = \frac{8 * w * 69}{\pi * 6^3} = - - - - w = \frac{350 * 3.14 * 6^3}{8 * 69} = 430\ N$$

$$K = \frac{W}{\gamma} = 1.043 = \frac{430}{\gamma} - - - - \gamma = 412mm$$

**Example.3.** Design a compression spring if you know that outer diameter (100 mm) iner diameter (80 mm) and umber od spring (N=7) if diameter of coil (10 mm)

**Find: -**

1- number of **active** spring.
2- **pitch** –P of the coils spring.
3- **mean** diameter –Dm.
4- Spring **index**.
4- **drawing** of spring.

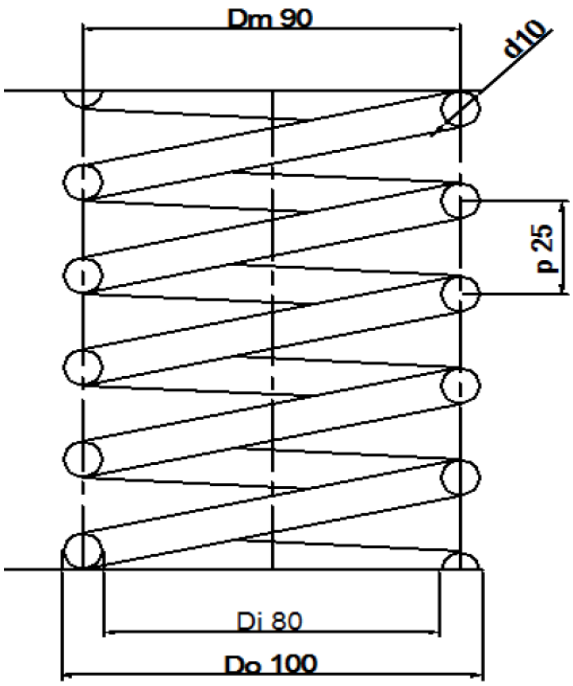
SLO: -

1- number of **active** = N-1.5= 7-1.5=5.5

2- **pitch= 2.5*d= 2.5*10=25mm**

3- **mean** diameter → $\boldsymbol{Dm = \frac{D_O + D_i}{2} = \frac{100+80}{2} = 90mm}$

4- Spring **index** → $\boldsymbol{c\frac{D}{d} = \frac{100}{80} =}$ 1.25



**Example.4.** Design a compression spring if you know that outer diameter (110 mm) iner diameter (90 mm) and umber of spring (N=10) Deflection of the spring (212 mm) Spring rate (2 $N$).

**Find: -**

1- number of active spring
2- pitch –P of spring
3- mean diameter –Dm
4- $Lf$ = Free length *and* $Ls$ = Solid length of the spring.
5- load acting compression one side **and** two side.

Sol: -

1- number of active→ $N_{act}$= N-1.5= 10-1.5=8.5

2- pitch –P of spring

(بما انه ذكر تشوه ينطبق قانون الخطوة للطول الحر $L_f$ و الطول الصلد $L_s$ )

- $L_s = N_{act} * d = 8.5 * 10 = 85$ mm
- $L_s = N_{act} * d + \gamma_{max} + 0.15 * \gamma_{max}$

$$L_s = 8.5 * 10 + 212 + 0.15 * 212 = 328.8 \text{ mm}$$

(ثم نقوم بتطبيق قوانين إيجاد الخطوة)

$$P_1 = \frac{Lf}{Nact - 1} = \frac{328.8}{8.5 - 1} = 43.84\ mm$$

$$P_2 = \frac{Lf - Ls}{Nact} + d = \frac{328.8 - 85}{8.5} + 10 = 38.682mm$$

5- load acting compression one side **and** two side

$$k = \frac{w}{\gamma} \rightarrow 2 = \frac{w}{212} \rightarrow w = 2 * 212 = 424\ n \text{ one side}$$

$$424 * 2 = 846\ n \text{ two side}$$