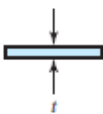
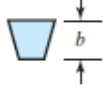
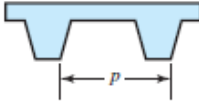


Flexible Mechanical Elements تصميم العناصر المرنة

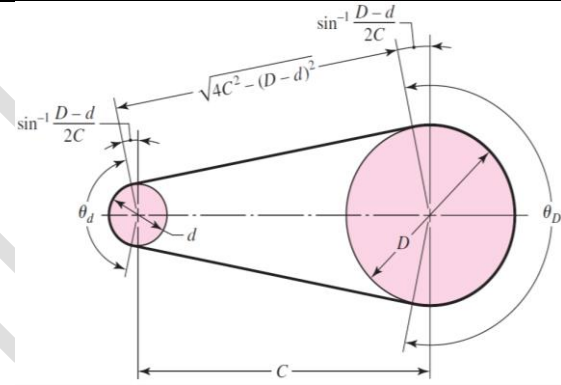
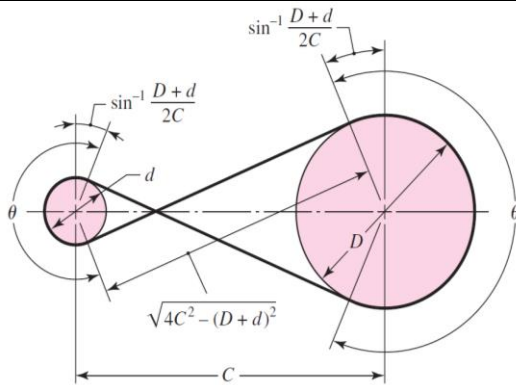
الأحزمة Belts والحبال Ropes والسلاسل Chains

١- الأحزمة Belts: تقسم

Belt Type	Figure	Joint	Size Range	Center Distance
Flat		Yes	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ to } 0.20 \text{ in} \\ 0.75 \text{ to } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No upper limit
Round		Yes	$d = \frac{1}{8} \text{ to } \frac{3}{4} \text{ in}$	No upper limit
V		None	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ to } 0.91 \text{ in} \\ 8 \text{ to } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limited
Timing		None	$p = 2 \text{ mm and up}$	Limited

الاحزمة من ناحية شكل مساحة مقطعها الى
 (١) مسطحة flat
 (٢) دائرية round
 (٣) شبه منحرف، V
 (٤) احزمة التوقيت والمزامنة timing
 كما في حزام عمود الحدبات cams في محركات الاحتراق. الأنواع الأربعة مبينة بالجدول الاتي:

تقسيم الأحزمة من ناحية طريقة اللف حول البكرات إلى: مفتوحة ومتقاطعة



معادلات حساب زاوية التلامس وطول الحزام

$$\theta = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D+d}{2C}$$

$$L = \sqrt{4C^2 - (D+d)^2} + \frac{1}{2} (D+d)\theta$$

معادلات

حساب زاوية

التلامس

وطول الحزام

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

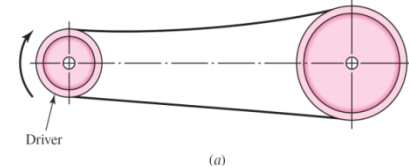
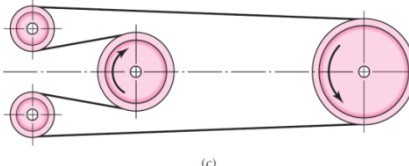
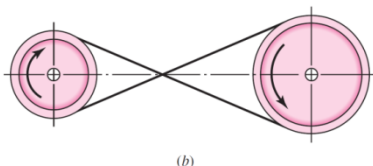
$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \frac{D-d}{2C}$$

$$L = \sqrt{4C^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2} (D\theta_D + d\theta_d)$$

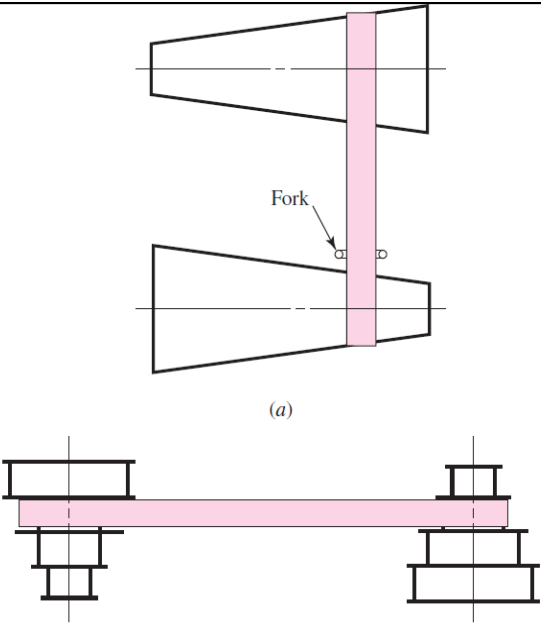
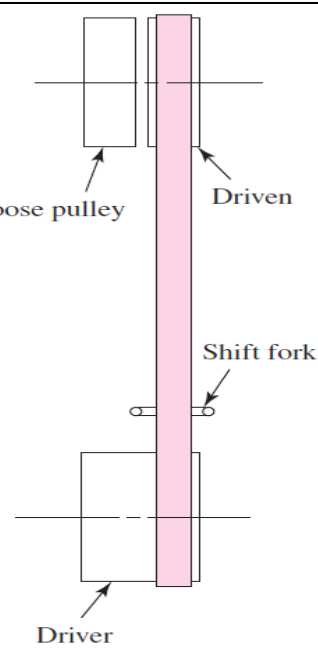
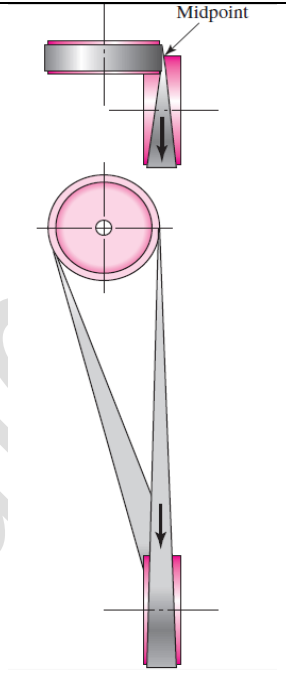
٢- الأحزمة المتقاطعة Crossed

١- الأحزمة المفتوحة Opened

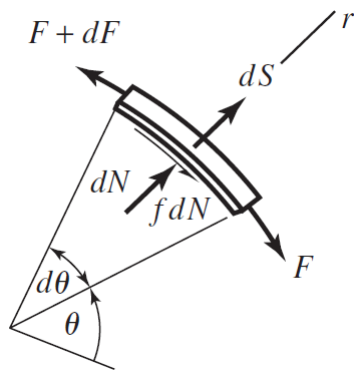
جدول يبين اطوال الاحزمة المفتوحة والمتقاطعة وكذلك مقدار زاوية التلامس



التحكم باتجاه الدوران حسب طريقة اللف

بعض استخدامات الأحزمة		
 (a)	 Loose pulley Driven Shift fork Driver	 Midpoint
شكل (١٧-٥): استخدام الأحزمة في المنظومات ذات السرعة المتغير	شكل (١٧-٤): بهذه الآلية يمكن إلغاء الحاجة إلى الفاصل clutch	شكل (١٧-٣): نقل القدرة بين الأعمدة المتعامدة

أولاً: الأحزمة المسطحة والأحزمة الدائرية المقطع



قوة الطرد المركزي dS على مقطع حزام طوله $rd\theta$ ملفوف حول قطاع دائري زاويته $d\theta$ كما في الشكل المجاور تساوي

$$dS = (mr d\theta)r\omega^2 = mr^2\omega^2 d\theta = mV^2 d\theta = F_c d\theta \quad (a)$$

V : السرعة الحزام الخطية.

بإجراء تحليل للقوى بالاتجاه النصف قطري، على شريحة صغيرة من الحزام، نحصل على

$$\sum F_r = -(F + dF)\frac{d\theta}{2} - F\frac{d\theta}{2} + dN + dS = 0$$

بإهمال الحدود عالية الرتبة وحذف الحدود المتشابهة، نحصل على:

$$dN = Fd\theta - dS \quad (b)$$

بجمع القوى بالاتجاه المماسي

$$\sum F_t = -\mu dN - F + (F + dF) = 0$$

وبدمج المعادلتين (a) و (b) نحصل على:

$$dF = \mu dN = \mu Fd\theta - \mu dS = \mu Fd\theta - \mu mr^2\omega^2 d\theta$$

$$\frac{dF}{d\theta} - \mu F = -\mu mr^2\omega^2$$

$$\frac{dF}{d\theta} = \mu(F - mr^2\omega^2) = \mu(F - F_c) \quad (c)$$

ويمكن إعادة ترتيب المعادلة (C) لغرض التكامل:

$$\int_{F_1}^{F_2} \frac{dF}{F - F_c} = \int_0^\theta \mu d\theta$$

ثم بإجراء التكامل نحصل على

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu\Phi} \quad \dots \dots (17-7)$$

تدعى المعادلة (17-7) **معادلة الاحزمة belting** ، يمكن إعادة ترتيب المعادلة (١٧-٧) بالشكل الآتي:

$$F_1 - F_2 = (F_1 - F_c) \frac{e^{\mu\Phi} - 1}{e^{\mu\Phi}} \quad \dots \dots (17-8)$$

قوة الطرد المركزي F_c مقاسة بالنيوتن ، يمكن حسابها من العلاقة الآتية:

$$F_c = \frac{\omega V^2}{g} \quad N$$

حيث ان ω تمثل وزن مادة الحزام بوحدة N/m وتساوي:

$$\omega = \gamma \cdot b \cdot t \quad N/m$$

اما السرعة الخطية للحزام V بوحدة m/s فتساوي:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad m/s$$

d : قطر البكرة الصغيرة

γ : الكثافة الوزنية للحزام بوحدة N/m^3 ، من الجدول (١٧-٢)

b : عرض الحزام بالمتر، جدول (١٧-٢)

t : سمك الحزام بالمتر جدول (١٧-٢)

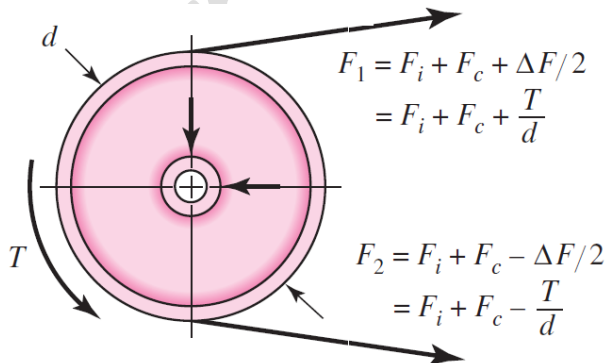
n : السرعة الدورانية للبكرة الصغيرة، دورة بالدقيقة rev/min

حساب قوة الشد في طرفي الحزام F_1 و F_2

يبين الشكل المجاور الشد في الطرف المشدود F_1 والشد في الطرف الرخو F_2 ، حيث يمكن التعبير عنهما بالمعادلتين:

$$F_1 = F_i + F_c + \Delta F' = F_i + F_c + T/d \quad \dots \dots (f)$$

$$F_2 = F_i + F_c - \Delta F' = F_i + F_c - T/d \quad \dots \dots (g)$$



حيث أن:

F_i : الشد الابتدائي

F_c : قوة الطرد المركزي

$\Delta F'$: فرق الشد الناتج من العزم T

يمكن الربط بين العزم والفرق بين المعادلتين أعلاه بالمعادلة:

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{d} \quad \text{or} \quad \frac{T}{d} = (F_1 - F_2)/2 \quad (h)$$

وبجمع المعادلتين (f) و (g) نحصل على

$$F_1 + F_2 = 2F_i + 2F_c$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (i)$$

وبقسمة المعادلة (i) على المعادلة (h) مع اعادة الترتيب، واستخدام المعادلة 7-17، نحصل على

$$\frac{F_i}{T/d} = \frac{(F_1 + F_2)/2 - F_c}{(F_1 - F_2)/2} = \frac{F_1 + F_2 - 2F_c}{F_1 - F_2} = \frac{(F_1 - F_c) + (F_2 - F_c)}{(F_1 - F_c) - (F_2 - F_c)}$$

$$\frac{F_1}{T/d} = \frac{\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} + 1}{\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} - 1} = \frac{e^{\mu\phi} + 1}{e^{\mu\phi} - 1}$$

ومنها نحصل على علاقة بين قوة الشد الابتدائي والعزم كالآتي

$$F_i = \frac{T}{d} \frac{e^{\mu\phi} + 1}{e^{\mu\phi} - 1} \quad (17-9)$$

هذه المعادلة تعطينا نظرة فاحصة لما يحدث في الحزام وكما يأتي:

- ١- إذا كان الشد الابتدائي F_i في المعادلة (17-9) يساوي صفراً فهذا يعني أن العزم المنقول ($T=0$). وهذا يعني أنه لا بد من توفر الشد الابتدائي لنقل القدرة وفي حالة عدم وجود شد ابتدائي فات الحزام لن ينقل قدرة
 - ٢- ضرورة تعاهد الشد الابتدائي دورياً أثناء الخدمة للتأكد من عدم ارتخاء الحزام وبالتالي ضعف في نقل القدرة.
- بدمج المعادلتين (f) و (17-9)، نحصل على:

$$F_1 = F_i + F_c + \frac{T}{D} = F_c + F_i + F_i \frac{e^{\mu\phi} - 1}{e^{\mu\phi} + 1}$$

$$F_1 = F_c + \frac{F_i[e^{\mu\phi} + 1] + F_i[e^{\mu\phi} - 1]}{e^{\mu\phi} + 1}$$

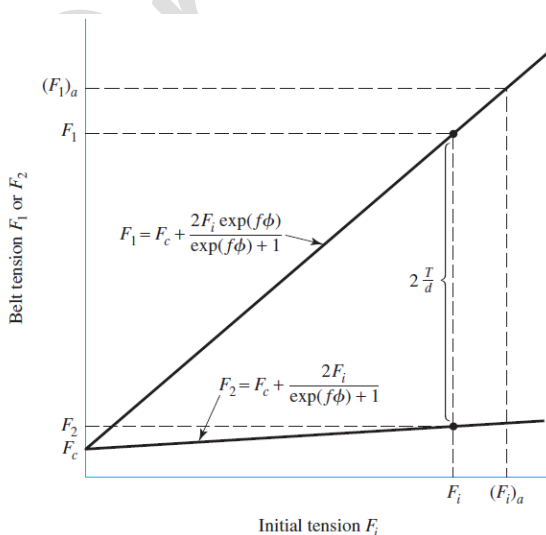
$$F_1 = F_c + F_i \frac{2e^{\mu\phi}}{e^{\mu\phi} + 1} \quad \dots \dots \dots (17-10)$$

ومن المعادلتين (g) و (17-9)،

$$F_2 = F_i + F_c - \frac{T}{D} = F_c + F_i - F_i \frac{e^{\mu\phi} - 1}{e^{\mu\phi} + 1}$$

$$F_2 = F_c + \frac{F_i[e^{\mu\phi} + 1] - F_i[e^{\mu\phi} - 1]}{e^{\mu\phi} + 1}$$

$$F_2 = F_c + F_i \frac{2}{e^{\mu\phi} + 1} \quad \dots \dots \dots (17-11)$$



المعدلات (17-9) و (17-10) و (17-11) توضح لنا كيفية عمل الحزام.

- برسم المعادلتين (17-10) و (17-11) على المحور الصادي و F_i على المحور السيني كما في الشكل (17-8)، يتضح لنا
- ١- مقدار الشد الابتدائي الكافي لإحداث الفرق بين F_1 و F_2 ، والذي يمثل $2T/d$.
 - ٢- عندما لا يكون هناك أي عزم منقول فإن $F_1=F_2=F_c$.
 - ٣- مقدار الشد الابتدائي يجب ان يكون بقدر مناسب حتى لا تتجاوز قوة الشد القصوى قيمة $(F_1)_a$

القدرة المنقولة بواسطة الحزام:

$$H = (F_1 - F_2)V \quad (j)$$

قوة الشد المسموح بها على الحزام:

وتمثل اكبر قوة شد يتحملها الحزام الذي يتم اختياره بناء على متطلبات التصميم اي انها تكافئ مقاومة الحزام يتم حساب القوة القصوى المسموح بها على مقطع الحزام من العلاقة الاتية:

$$(F_1)_a = bF_a C_p C_v \quad (17 - 12)$$

حيث أن:

$(F_1)_a$: تمثل أكبر قوة شد مسموح بها على مقطع الحزام الذي يراد تصميمه بوحدات نيوتن N

b : عرض الحزام بوحدات m،

F_a : (قوة الشد المسموحة/عرض الحزام (N/m)) تزود من قبل منتجي الاحزمة، (جدول ١٧-٢)

C_p : معامل تصحيح للبكرة من الجدول (١٧ - ٤) يستخدم في حالة كون اقطار البكرات غير متساوية

إذا كانت اقطار البكرات متساوية فإن $C_p = 1.0$

C_v : معامل السرعة الشكل (١٧ - ٨) يستخدم إذا تجاوزت السرعة 3 m/s، (الشكل ١٧-٩) يمثل المعامل C_v للأحزمة الجلدية

لأنواع الاحزمة الاخرى (غير الجلدية) فيستخدم $C_v = 1.0$

القدرة التصميمية للحزام design power

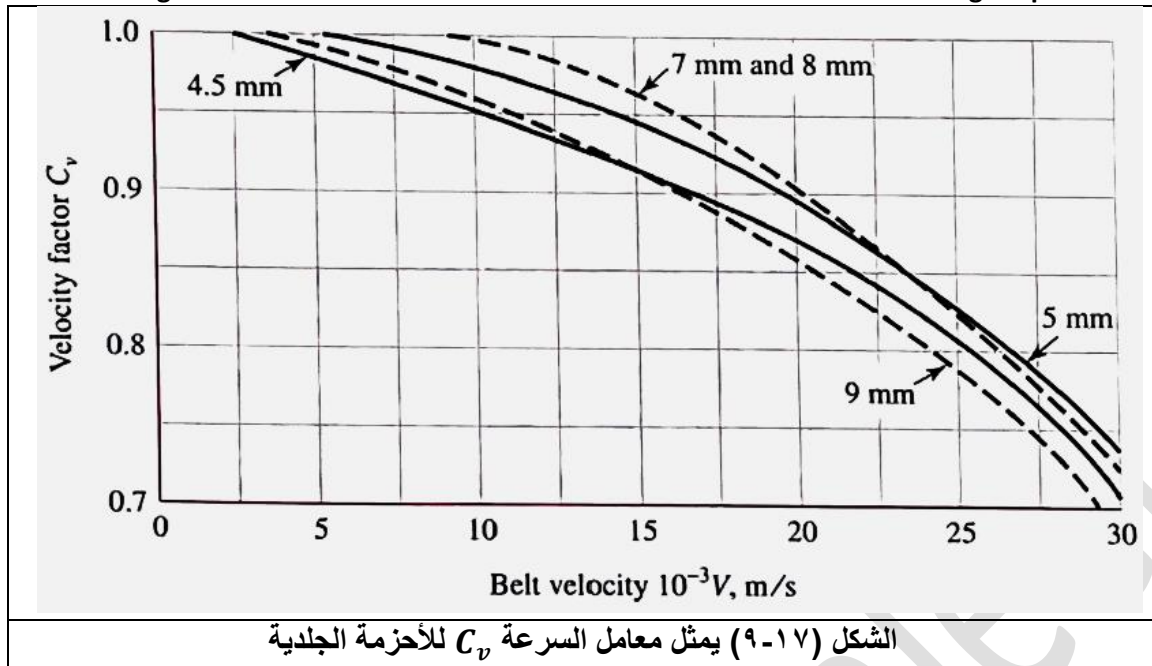
وتمثل القدرة التي يراد نقلها بناء على الظروف التشغيلية للحزام، وامكن حسابها من العلاقة الاتية:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

H_{nom} : تمثل القدرة الاسمية nominal التي يراد نقلها

n_d : معامل تصميمي للحالات الاضطرابية.

K_s : معامل الخدمة وهو معامل مهم في تصميم الاحزمة، الغرض من تلافي حالات حيود الحمل عن حدوده الطبيعية



جدول (٩-١٧)-

Properties of Some Flat and Round-Belt Materials. (Diameter = d , thickness = t , width = w)

Material	Specification	Size, mm	Minimum Pulley Diameter, mm	Allowable Tension per Unit Width at 3 m/s, (10^3) N/m	Specific Weight, kN/m ³	Coefficient of Friction
Leather	1 ply	$t = 4.5$	75	5	9.5-12.2	0.4
		$t = 5$	90	6	9.5-12.2	0.4
	2 ply	$t = 7$	115	7	9.5-12.2	0.4
		$t = 8$	150	9	9.5-12.2	0.4
		$t = 9$	230	10	9.5-12.2	0.4
Polyamide ^b	F-0 ^c	$t = 0.8$	15	1.8	9.5	0.5
	F-1 ^c	$t = 1.3$	25	6	9.5	0.5
	F-2 ^c	$t = 1.8$	60	10	13.8	0.5
	A-2 ^c	$t = 2.8$	60	10	10.0	0.8
	A-3 ^c	$t = 3.3$	110	18	11.4	0.8
	A-4 ^c	$t = 5.0$	240	30	10.6	0.8
	A-5 ^c	$t = 6.4$	340	48	10.6	0.8
Urethane ^d	w = 12.7	$t = 1.6$	See	1.0 ^e	10.3-12.2	0.7
	w = 19	$t = 2.0$	Table	1.7 ^e	10.3-12.2	0.7
	w = 32	$t = 2.3$	17-3	3.3 ^e	10.3-12.2	0.7
	Round	$d = 6$	See	1.4 ^e	10.3-12.2	0.7
		$d = 10$	Table	3.3 ^e	10.3-12.2	0.7
		$d = 12$	17-3	5.8 ^e	10.3-12.2	0.7
		$d = 20$		13 ^e	10.3-12.2	0.7

(٢): خواص بعض المواد التي تصنع منها الأحزمة المسطحة والدائرية

جدول (١٧-٤): معامل التصحيح للبكرة C_p

Material	Small-Pulley Diameter, mm					
	40 — 100	115 — 200	220 — 310	355 — 405	460 — 800	Over 800
Leather	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Polyamide, F-0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0	1.0
F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-3	—	0.70	0.87	0.94	0.96	1.0
A-4	—	—	0.71	0.80	0.85	0.92
A-5	—	—	—	0.72	0.77	0.91

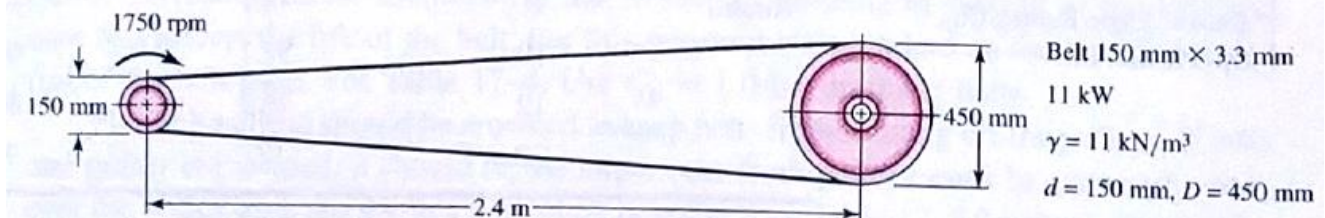
The steps in analyzing a flat-belt drive can include (see Ex. 17-1)

- 1- Find $e^{\mu\phi}$ from belt-drive geometry and friction
- 2- From belt geometry and speed find F_c
- 3- From $T = 60H_{nom}K_s n_d / 2\pi n$ find the necessary torque
- 4- From torque T find the necessary $(F_1)_a - F_2 = 2T/d$
- 5- From Tables 17-2 and 17-4, and Eq. (17-12) determine $(F_1)_a$.
- 6- Find F_2 from $(F_1)_a - [(F_1)_a - F_2]$
- 7- From Eq. (i) find the necessary initial tension $F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$
- 8- Check the friction development from $\mu' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c}$,
- 9- Find the factor of safety from $n_{fs} = H_a / (H_{nom} K_s)$, $H_a = [(F_1)_a - F_2]V$

Example -1

A polyamide A-3 flat belt 150 mm wide is used to transmit 11 kW under light shock conditions where $K_s = 1.25$, and a factor of safety equal to or greater than 1.1 is appropriate. The pulley rotational axes are parallel and in the horizontal plane. The shafts are 2.4 m apart. The 150-mm driving pulley rotates at 1750 rev/min in such a way that the loose side is on top. The driven pulley is 450 mm in diameter. See Fig. 17-10. The factor of safety is for unquantifiable exigencies.

- (a) Estimate the centrifugal tension F_c and the torque T .
- (b) Estimate the allowable F_1 , F_2 , F_i and allowable power H_a .
- (c) Estimate the factor of safety. Is it satisfactory?



$$(a) \text{ Eq. (17-1)} \quad \phi = \theta_d = \pi - \sin^{-1} \left[\frac{450 - 150}{2(2400)} \right] = 3.0165 \text{ rad}$$

$$V = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi (0.15)(1750)}{60} = 13.74 \text{ m/s}$$

Table 17 – 2

$$\omega = \gamma bt = 11400(0.15)(0.0033) = 5.64$$

$$F_c = \frac{\omega}{g} V^2 = \frac{5.64}{9.81} (13.7)^2 = 108 \text{ N}$$

$$T = \frac{60 H_{nom} K_s n_d}{2\pi n} = \frac{30(11000)(1.25)(1.1)}{2\pi(1750)} = 82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(b) The necessary $(F_1)_a - F_2$ to transmit the torque T , from Eq. (h), is

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d} = \frac{2(82)}{0.15} = 1093 \text{ N}$$

From Table 17-2 $F_a = 18 \text{ kN/m}$. For polyamide belts $C_v = 1$, and from Table 17-4 $C_p = 0.70$. From Eq. (17-12) the allowable largest belt tension $(F_1)_a$ is

$$(F_1)_a = b F_a C_p C_v = 0.15(18000)0.70(1) = 1890 \text{ N}$$

then

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2] = 1890 - 1093 = 797 \text{ N}$$

and from Eq. (i)

$$F_i = \frac{(F_1)_a + F_2}{2} - F_c = \frac{1890 + 797}{2} - 108 = 1235 \text{ N}$$

The combination $(F_1)_a$, F_2 , and F_i will transmit the design power of $11(1.25)(1.1) = 15.125 \text{ kW}$ and protect the belt. We check the friction development by solving Eq. (17-7) for f' :

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c} = \frac{1}{3.0165} \ln \frac{1890 - 103}{797 - 103} = 0.314$$

From Table 17-2, $f = 0.8$. Since $f' < f$, that is, $0.314 < 0.80$, there is no danger of slipping.

(c)

$$n_{fs} = \frac{H_a}{H_{nom} K_s} = \frac{[(F_1)_a - F_2]V}{H_{nom} K_s} = \frac{(1093)(13.7)}{11000(1.25)} = 1.09$$

الشّد الابتدائي

الشّد الابتدائي في الاحزمة ضروري جدا لنقل القدرة، وهناك عدة اساليب لإحداث الشّد الابتدائي، احيانا تستخدم بكرة سائبة او وزن المحرك نفسه او غير ذلك من الاساليب.

بما ان الاحزمة المسطحة تستخدم لمسافات كبيرة احيانا يكون وزن الحزام كافيا لإحداث الشد الابتدائي، وفي هذه الحالة يحدث نزول dip طفيف في الحزام اي يكون له تقوس وازاحة عن الخط المستقيم كما مبين بالشكل (١٧-١١). من خلال معرفه مقدار هذا النزول يمكن تخمين الشد الابتدائي في الحزام من العلاقة الآتية:

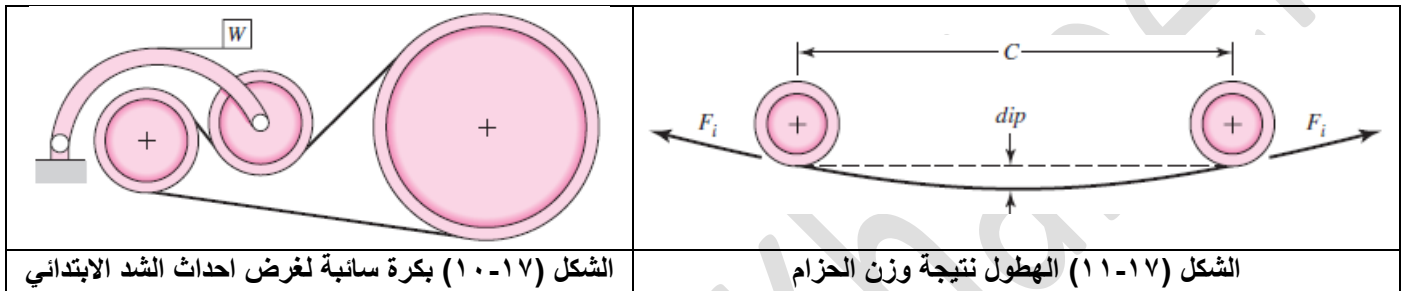
$$d = \frac{C^2 w}{8F_i} \quad \dots \dots (17 - 13)$$

where d = dip, m

C = center-to-center distance, m

w = weight per meter of the belt, N/m

F_i = initial tension, N



Example - 2

Design a flat-belt drive to connect horizontal shafts on 4.8 m centers. The velocity ratio is to be 2.25:1. The angular speed of the small driving pulley is 860 rev/min, and the nominal power transmission is to be 44 760 W under very light shock.

- Function: $H_{\text{nom}} = 44\,760\text{ W}$, 860 rev/min, 2.25:1 ratio, $K_s = 1.15$, $C = 4.8\text{ m}$
- Design factor: $n_d = 1.05$
- Initial tension maintenance: catenary
- Belt material: polyamide
- Drive geometry, d , D
- Belt thickness: t
- Belt width: b

The last four could be design variables. Let's make a few more a priori decisions.

$$d = 400\text{ mm}, D = 2.25d = 900\text{ mm}.$$

Use polyamide A-3 belt; therefore $t = 3.3\text{ mm}$ and $C_v = 1$.

Now there is one design decision remaining to be made, the belt width b .

$$\text{Table 17-2: } \gamma = 11.4\text{ kN/m}^3 \quad f = 0.8 \quad F_a = 18\text{ kN/m at 600 rev/min}$$

$$\text{Table 17-4: } C_p = 0.94$$

$$\text{Eq. (17-12): } F_{1a} = b(18\,000)0.94(1) = 16\,920b\text{ N} \quad (1)$$

$$H_d = H_{\text{nom}} K_s n_d = 44\,760(1.15)1.05 = 54\,047\text{ W}$$

$$T = \frac{H_d}{2\pi n} = \frac{54\,047}{2\pi 860/60} = 600\text{ N} \cdot \text{m}$$

Estimate $\exp(f\phi)$ for full friction development:

$$\text{Eq. (17-1): } \phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{900 - 400}{2(4800)} = 3.037\text{ rad}$$

$$\exp(f\phi) = \exp[0.80(3.037)] = 11.35$$

Estimate centrifugal tension F_c in terms of belt width b :

$$w = \gamma bt = (11\,400)b(0.0033) = 37.6b \text{ N/m}$$

$$V = \pi dn = \pi(0.4)860/60 = 18 \text{ m/s}$$

$$\text{Eq. (e): } F_c = \frac{w}{g} V^2 = \frac{(37.6)b(18)^2}{9.81} = 1241.8b \text{ N} \quad (2)$$

For design conditions, that is, at H_d power level, using Eq. (h) gives

$$(F_1)_a - F_2 = 2T/d = 2(600)/0.4 = 3000 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2] = 16\,920b - 3000 \text{ N} \quad (4)$$

Using Eq. (i) gives

$$F_i = \frac{(F_1)_a + F_2}{2} - F_c = \frac{16\,920b + 16\,920b - 3000}{2} - 1241.8b = 15\,678.2b - 1500 \text{ N} \quad (5)$$

Place friction development at its highest level, using Eq. (17-7):

$$f\phi = \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c} = \ln \frac{16\,920b - 1241.8b}{16\,920b - 3000 - 1241.8b} = \ln \frac{15\,678.2b}{15\,678.2b - 3000}$$

Solving the preceding equation for belt width b at which friction is fully developed gives

$$b = \frac{3000}{15\,678.2} \frac{\exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} = \frac{3000}{15\,678.2} \frac{11.38}{11.38 - 1} = 0.210 \text{ m} = 210 \text{ mm}$$

A belt width greater than 210 mm will develop friction less than $f = 0.80$. The manufacturer's data indicate that the next available larger width is 250 mm.

Use 250 mm-wide belt.

It follows that for a 250-mm-wide belt

$$\text{Eq. (2): } F_c = 1241.8(0.25) = 310 \text{ N}$$

$$\text{Eq. (1): } (F_1)_a = 16\,920(0.25) = 4230 \text{ N}$$

$$\text{Eq. (4): } F_2 = 4230 - 3000 = 1230 \text{ N}$$

$$\text{Eq. (5): } F_i = 15\,678.2(0.25) - 1500 = 2420 \text{ N}$$

The transmitted power, from Eq. (3), is

$$H_t = [(F_1)_a - F_2]V = 3000(18) = 54\,000 \text{ W}$$

and the level of friction development f' , from Eq. (17-7) is

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c} = \frac{1}{3.037} \ln \frac{4230 - 310}{1230 - 310} = 0.477$$

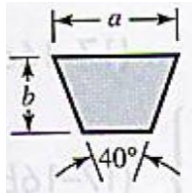
which is less than $f = 0.8$, and thus is satisfactory. Had a 225-mm belt width been available, the analysis would show $(F_1)_a = 3807 \text{ N}$, $F_2 = 811 \text{ N}$, $F_i = 2260 \text{ N}$, and $f' = 0.63$. With a figure of merit available reflecting cost, thicker belts (A-4 or A-5) could be examined to ascertain which of the satisfactory alternatives is best. From Eq. (17-13) the catenary dip is

$$\text{dip} = \frac{L^2 w}{8F_i} = \frac{4.8^2(37.6)(0.25)}{8(2420)} = 0.011 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

ثانياً: الأحزمة شبه المنحرفة V-Belts

- لا تختلف العلاقات الأساسية للأحزمة شبه المنحرفة عنها للأحزمة المسطحة، إلا أن مساحة المقطع لها تكون على شكل شبه منحرف
- الجدول (٩-١٧): يبين أبعاد البكرات المحززة والحد الأدنى للقطر والقدرة الحصانية لحزام واحد، حسب الشركات المصنعة
- الجدول (١٠-١٧): يتضمن الطول الداخلي للأحزمة حسب نوع الحزام (A, B, C, D, E)
- قطر الخطوة القياسي (بالملمتر) لكل نوع بإضافة القيم في الجدول (١١-١٧) إلى الطول الداخلي المعطى بالجدول (١٠-١٧)

جدول (٩-١٧) المقاطع القياسية للأحزمة شبه المنحرفة V				
Belt Section	Width a , mm	Thickness b , mm	Minimum Sheave Diameter, mm	kW Range, One or More Belts
A	12	8.5	75	0.2-7.5
B	16	11	135	0.7-18.5
C	22	13	230	11-75
D	30	19	325	37-186
E	38	25	540	75 and up



الجدول (١٠-١٧) المحيط الداخلي القياسي للأحزمة شبه المنحرفة V	
Section	Circumference, mm
A	650, 775, 825, 875, 950, 1050, 1150, 1200, 1275, 1325, 1375, 1425, 1500, 1550, 1600, 1650, 1700, 1775, 1875, 1950, 2000, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200
B	875, 950, 1050, 1150, 1200, 1275, 1325, 1375, 1425, 1500, 1550, 1600, 1650, 1700, 1775, 1875, 1950, 2000, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200, 3275, 3400, 3450, 3950, 4325, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500
C	1275, 1500, 1700, 1875, 2025, 2125, 2250, 2400, 2625, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3950, 4050, 4350, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500
D	3000, 3200, 3600, 3950, 4050, 4350, 4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500, 12 000, 13 500, 15 000, 16 500
E	4500, 4875, 5250, 6000, 6750, 7500, 8250, 9000, 9750, 10 500, 12 000, 13 500, 15 000, 16 500

جدول (١١-١٧): الإضافات إلى الطول L اللازمة لحساب طول الخطوة للحزام L_p to Obtain the Pitch Length in mm)					
Belt section	A	B	C	D	E
Quantity to be added	32	45	72	82	112

خطوات اختيار الحزام نوع V:

١. اختر مقطع الحزام (E , D , C , B , A)

٢. جد المحيط الداخلي للحزام من الجدول (١٧-١٠). على سبيل المثال الحزام B1875، محيطه الداخلي $L=1875$ mm٣. جد طول الخطوة للحزام L_p بإضافة المعاملات الموجودة في الجدول (١٧-١١) الى الطول L ، للحزام B1875

$$L_p = 1875 + 45 = 1920 \text{ mm}$$

٤. ملاحظة: حيث ما وردت لفظة الطول في حسابات الأحزمة فالمقصود بها طول الخطوة.

٥. يتم تصنيع أخدود البكرة بزواية ميل اقل قليلا من زاوية مقطع الحزام

٦. قيمة الزاوية يحددها كل من مقطع الحزام وقطر البكرة وزاوية التلامس، لكن يجب ألا تكون اقل بكثير من زاوية الحزام لان ذلك يؤدي إلى صعوبة جذب الحزام من البكرة عند المغادرة مما يؤدي إلى ضياع في القدرة

٧. اقل قطر للبكرة معطى في الجدول (١٧-٩).

٨. السرعة المناسبة للأحزمة شبه المنحرفة هو مدى السرعة المتوسطة بحدود 20 m/s، ويجب تجنب مديات السرعة أكثر من 25 m/s، أو اقل من 5 m/s

طول الخطوة للحزام L_p معطى بالعلاقة الآتية:

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (17-16a)$$

اما المسافة المركزية C / التي تمثل المسافة بين مركزي البكرتين، فيتم حسابها من العلاقة الآتية:

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d) \right]^2 - 2(D-d)^2} \right\} \quad (17-16b)$$

حيث أن D = قطر البكرة الكبيرة و d = قطر البكرة الصغيرة.

- المسافة المركزية C ليس لها محدد في الأحزمة المسطحة
- اما في الأحزمة شبه المنحرفة فيجب إلا تكون المسافة المركزية C كبيرة لتلافي حالة الاهتزاز في الجانب الرخو، ويمكن اختيارها لتكون ضمن المدى الآتي:

$$D \leq C \leq 3(D+d)$$

عدد الاحزمة:

نتحتاج أحيانا الى اكثر من حزام لنقل قدرة معينة باستخدام الاحزمة شبه المنحرفة

- عدد الأحزمة يجب ان يكون عددا صحيحا لذا يقرب عدد الأحزمة المحسوب نظريا إلى عدد صحيح، أو يُختار حزام ذي مقطع أكبر.
- القدرة التي تنقلها الأحزمة شبه المنحرفة تحسب إما على أساس ساعات الاشتغال، مثلا 24000 hr أو على أساس عمر الحزام بالدورات على سبيل المثال 10^8 دورة.
- القدرة المجدولة H_{tab} في الجدول (١٧-١٢) تمثل القدرة التي يمكن ان ينقلها حزام واحد اذا كانت كلتا البكرتين لهما نفس القطر اي ان زاوية التلامس $(\theta = 180^\circ)$ ، ولأطوال متوسطة وحمل مستقر.
- اما اذا كانت البكرات غير متساوية الأقطار او اذا كان الحمل غير مستقر، فيتم حساب القدرة من العلاقة الآتية:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \dots \dots \dots (17-17)$$

 H_a : القدرة المسموح بها للحزام الواحد

H_{tab} : القدرة المجدولة، من الجدول (١٧-١٢)

K_1 : معامل تصحيح لزواوية التلامس، جدول (١٧-١٣)

K_2 : معامل تصحيح لطول الحزام، جدول (١٧-١٤)

- معامل الاحتكاك الفعال للأحزمة شبه المنحرفة يساوي $\mu' = \mu / \sin(\theta/2)$ ، أي يتضاعف ثلاث مرات تقريبا بسبب تأثير السطح المائل للاخدود.
- في بعض الاحيان يتم جدولة μ' مع زوايا اخدود مختلفة، 30° ، 34° ، 38° ، معطية 0.5، 0.45، 0.4، على الترتيب، باعتبار معامل احتكاك 0.13 بين مادة الحزام والمعدن لجميع الحالات.
- استخدمت شركة Gates Rubber معامل احتكاك فعال مقداره 0.5123، وهو ما تم اعتماده في محاضراتنا، وبناءً عليه فان:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{0.5123\theta} \quad (17 - 18)$$

والقدرة التصميمية ستكون:

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d \quad (17 - 19)$$

عدد الأحزمة N_b اللازم لنقل القدرة = القدرة التصميمية مقسوماً على قدرة الحزام الواحد المحسوبة من المعادلة (١٧-١٧):

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} \quad N_b = 1, 2, 3, \dots \quad (17 - 20)$$

اما قوة الطرد المركزي فتكون كالآتي:

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{2.4} \right)^2 \quad (17 - 21)$$

- المعامل K_c يؤخذ من الجدول (١٧-١٦).

جدول (١٧-١٢): معدلات القدرة القياسية للأحزمة شبه المنحرفة V

Belt Section	Sheave Pitch Diameter, mm	Belt Speed, m/s				
		5	10	15	20	25
A	65	0.35	0.46	0.40	0.11	
	75	0.49	0.75	0.84	0.69	0.28
	85	0.60	0.98	1.17	1.64	0.84
	95	0.69	1.16	1.43	1.49	1.28
	105	0.77	1.30	1.64	1.78	1.63
	115	0.83	1.41	1.82	2.01	1.93
	125 and up	0.87	1.51	1.97	2.21	2.16
B	105	0.80	1.18	1.25	0.94	0.16
	115	0.95	1.48	1.71	1.55	0.92
	125	1.07	1.74	2.09	2.06	1.57
	135	1.19	1.95	2.42	2.49	2.10
	145	1.28	2.14	2.69	2.87	2.57
	155	1.36	2.31	2.94	3.19	2.98
	165	1.43	2.45	3.16	3.48	3.34
	175 and up	1.50	2.58	3.35	3.74	3.66
C	150	1.37	1.98	2.03	1.40	
	175	1.85	2.94	3.46	3.31	2.33
	200	2.21	3.66	4.54	4.74	4.12
	225	2.49	4.21	5.38	5.86	5.51
	250	2.72	4.66	6.05	7.16	6.63
	275	2.89	5.03	6.59	7.46	7.53
	300 and up	3.05	5.33	7.06	8.13	8.28
D	250	3.09	4.57	4.89	3.80	1.01
	275	3.73	5.84	6.80	6.34	4.19
	300	4.26	6.91	8.36	8.50	6.85
	325	4.71	7.83	9.70	10.30	9.10
	350	5.09	8.58	10.89	11.79	11.04
	375	5.42	9.25	11.86	13.13	12.68
	400	5.71	9.85	12.76	14.32	14.17
E	425 and up	5.98	10.37	13.50	15.37	15.44
	400	6.48	10.44	13.06	13.50	11.41
	450	7.40	12.46	15.82	17.16	16.04
	500	8.13	13.95	18.05	20.07	19.69
	550	8.73	15.14	19.84	22.53	22.75
	600	9.25	16.11	21.34	24.54	25.22
	650	9.70	17.01	22.60	26.19	27.38
	700 and up	10.00	17.68	23.72	27.68	29.17

جدول (١٧-١٣): معامل التصحيح K_1 حسب زاوية الالتفاف θ

$\frac{D-d}{C}$	θ , deg	VV	K_1 V Flat
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*A curvefit for the VV column in terms of θ is
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 in the range $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

الجدول (١٧-١٤): معامل التصحيح لطول الحزام K_2

Length Factor	Nominal Belt Length, m				
	A Belts	B Belts	C Belts	D Belts	E Belts
0.85	Up to 0.88	Up to 1.15	Up to 1.88	Up to 3.2	
0.90	0.95-1.15	1.2-1.5	2.03-2.4	3.6-4.05	Up to 4
0.95	1.2-1.38	1.55-1.88	2.63-3.0	4.33-5.25	5.25-6
1.00	1.5-1.88	1.95-2.43	3.2-3.95	6.0	6.75-7
1.05	1.95-2.25	2.63-3.0	4.05-4.88	6.75-8.25	8.25-9
1.10	2.4-2.8	3.2-3.6	5.25-6.0	9.0-10.5	10.5-1
1.15	3.0 and up	3.95-4.5	6.75-7.5	12.0	13.5-1
1.20		4.88 and up	8.25 and up	13.5 and up	16.5

*Multiply the rated power per belt by this factor to obtain the corrected power.

الجدول (١٧-١٥): معامل الخدمة K_s للأحزمة شبه المنحرفة V

Driven Machinery	Source of Power	
	Normal Torque Characteristic	High or Nonuniform Torque
Uniform	1.0 to 1.2	1.1 to 1.3
Light shock	1.1 to 1.3	1.2 to 1.4
Medium shock	1.2 to 1.4	1.4 to 1.6
Heavy shock	1.3 to 1.5	1.5 to 1.8

القدرة المنقولة للحزام الواحد تعتمد على ΔF حيث ان $\Delta F = F_1 - F_2$

$$\Delta F = \frac{60H_d/N_b}{\pi nd} \quad (17 - 22)$$

حيث N_b أن تمثل عدد الاحزمة، أما قوة الشد العظمى فيمكن إيجادها من المعادلة (8-17):

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \quad (17 - 23)$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (17 - 24)$$

ومن المعادلة (j) في الفقرة (١٧-٢) :

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (17 - 25)$$

اما معامل الامان فيكون:

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad (17 - 26)$$

يمكن حساب عمر الحزام بعدد الدورات من المعادلة الآتية:

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (17 - 27)$$

حيث أن K و b معاملات مبينة في الجدول (١٧-١٧)

أما عمر الحزام بالساعات فيحسب من المعادلة

$$t = \frac{N_p L_p}{3600 V} \quad (17 - 28)$$

ملخص خطوات تصميم الاحزمة شبه المنحرفة:

- جد $e^{0.5123\theta}$, F , C , L_p , V
- جد N_b , H_a , H_d مع التكرار اذا تطلب الامر
- جد n_{fs} , F_i , F_2 , F_1 , ΔF , F_c
- جد عمر الحزام اما بعدد الدورات من معادلة (17 - 27) أو بالساعات من معادلة (17 - 28)

جدول (١٧-١٧)						جدول (١٦-١٧)		
Belt Section	10 ⁸ to 10 ⁹ Force Peaks		10 ⁹ to 10 ¹⁰ Force Peaks		Minimum Sheave Diameter, mm	Belt Section	K _b	K _c
	K	b	K	b				
A	2999	11.089			75	A	220	0.561
B	5309	10.926			125	B	576	0.965
C	9069	11.173			215	C	1 600	1.716
D	18 726	11.105			325	D	5 680	3.498
E	26 791	11.100			540	E	10 850	5.041
3V	3240	12.464	4726	10.153	66	3V	230	0.425
5V	7360	12.593	10 653	10.283	177	5V	1098	1.217
8V	16 189	12.629	23 376	10.319	312	8V	4830	3.288

Example – 1 (V- Belt)

A 7.46-kW split-phase motor running at 1750 rev/min is used to drive a rotary pump, which operates 24 hours per day. An engineer has specified a 188 mm small sheave, an 280 mm large sheave, and three B2800 belts. The service factor of 1.3. Analyze the drive and estimate the belt life in passes and hours.

Solution The peripheral speed V of the belt is

$$V = \pi dn/60 = \pi(0.188)1750/60 = 17 \text{ m/s}$$

Table 17-11: $L_p = L + Lc = 2800 + 45 = 2845 \text{ mm}$

Eq.(17-16b) $C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} =$

$$0.25 \left\{ \left[2845 - \frac{\pi}{2}(280 + 188) \right] + \sqrt{\left[2845 - \frac{\pi}{2}(280 + 188) \right]^2 - 2(280 - 188)^2} \right\} = 1054 \text{ mm}$$

Eq. (17-1): $\Phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1}[(280 - 188)/2(1054)] = 3.054 \text{ rad}$
 $e^{0.5123(3.054)} = 4.781$

- Interpolating in Table 17-12 for $V = 17 \text{ m/s}$ gives $H_{tab} = 3.5 \text{ kW}$.

- The wrap angle in degrees is $3.057(180)/\pi = 175^\circ$. From Table 17-13, $K_1 = 0.99$.

From Table 17-14, $K_2 = 1.05$.

From Eq. (17-17), $H_a = K_1 K_2 H_{tab} = 0.99(1.05)3.5 = 3.64 \text{ kW}$

From Eq. (17-19), $H_d = H_{nom} K_s n_d = 7.46(1.30)(1) = 9.7 \text{ kW}$

From Eq. (17-20), $N_b \geq H_d/H_a = 9.7/3.64 = 2.67 \rightarrow 3$

From Table 17-16, $K_c = 0.965$.

From Eq. (17-21), $F_c = 0.965(17/2.4)^2 = 48.4 \text{ N}$

From Eq. (17-22), $\Delta F = \frac{60H_d/N_b}{\pi nd} = \frac{60(9.7/3)}{\pi(1750)(0.188)} = 188 \text{ N}$

From Eq. (17-23), $F_1 = F_c + \frac{\Delta F e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} = 48.4 + \frac{188(4.781)}{4.781 - 1} = 286 \text{ N}$

From Eq. (17-24), $F_2 = F_1 - \Delta F = 286 - 188 = 98 \text{ N}$

From Eq. (17-25), $F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c = \frac{286 + 98}{2} + 48.4 = 143 \text{ N}$

From Eq. (17-26), $n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} = \frac{3.64(3)}{7.64(1.3)} = 1.13$

From Eq. (17-23),

From Eq. (17-23),

$$(17 - 26)$$

يمكن حساب عمر الحزام بعدد الدورات من المعادلة الآتية:

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (17 - 27)$$

حيث أن K و b معاملات مبينة في الجدول (١٧-١٧)

أما عمر الحزام بالساعات فيحسب من المعادلة

$$t = \frac{N_p L_p}{3600V}$$

Life: From Table 17-16, $K_b = 576$.

$$F_{b1} = \frac{K_b}{d} = \frac{65}{0.188} = 346 \text{ N}$$

$$F_{b2} = 65/0.28 = 232 \text{ N}$$

$$T_1 = F_1 + F_{b1} = 286 + 346 = 632 \text{ N}$$

$$T_2 = F_1 + F_{b2} = 286 + 232 = 518 \text{ N}$$

From Table 17-17, $K = 5309$ and $b = 10.926$.

$$\text{Eq. (17-27): } N_p = \left[\left(\frac{5309}{632} \right)^{-10.926} + \left(\frac{5309}{518} \right)^{-10.926} \right]^{-1} = 11(10^9) \text{ passes}$$

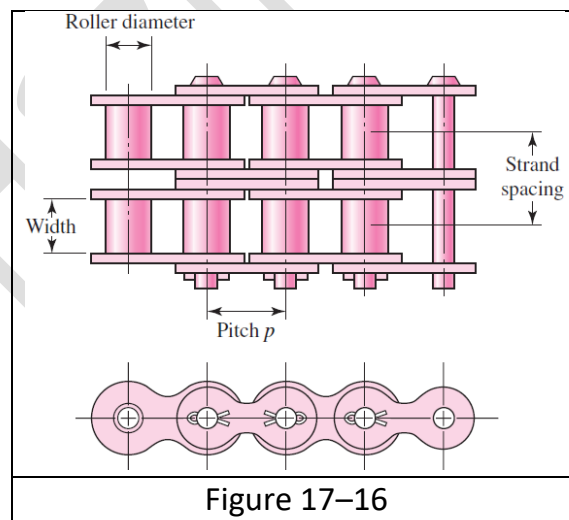
Since N_p is out of the validity range of Eq. (17-27), life is reported as greater than 10^9 passes. Then

$$\text{Eq. (17-28): } t > \frac{10^9(2.845)}{3600(17)} = 46\,500 \text{ h}$$

Table 14-1 Comparison of mechanical drives

<i>Type</i>	<i>Cost</i>	<i>Space</i>	<i>Limit to power</i>	<i>Basis for design</i>
1. Flat belts	1	Very large	Space	Stretch and slip
2. V belts	3	Large	Space, cost	Stretch and wear
3. Roller chains	5	Medium	Speed, width	Wear of pins, fracture of links
4. Silent chains	7	Medium	Speed, space	Strength
5. Spur gears	15	Small	Space	Strength, wear
6. Helical gears	25	Small	Space	Strength, wear

- Basic features of chain drives:
 - 1- a constant ratio, since no slippage or creep is involved;
 - 2- long life; and
 - 3- the ability to drive a number of shafts from a single source of power.
- Roller chains have been standardized by the ANSI.
- The dimensions of standard sizes are listed in Table 17–19.
- Figure 17–16 shows the nomenclature.
- The pitch is the linear distance between the centers of the rollers.
- The width is the space between the inner link plates.
- Chains are manufactured in single, double, triple, and quadruple strands.

**Figure 17–16****Table 17–19** Dimensions of American Standard Roller Chains—Single Strand

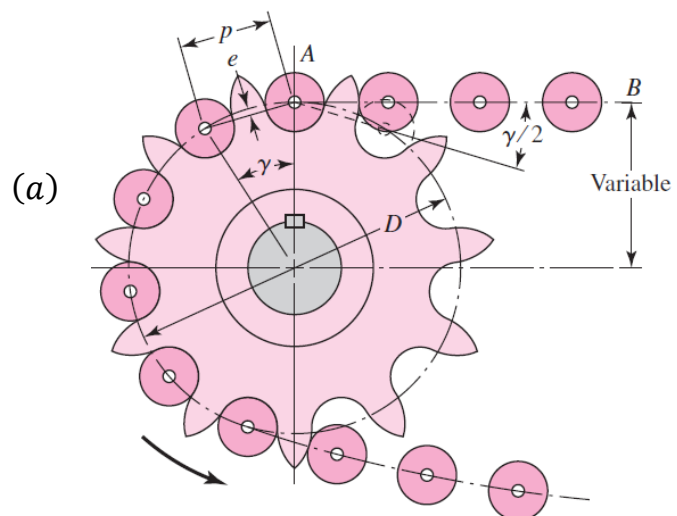
ANSI Chain Number	Pitch, in (mm)	Width, in (mm)	Minimum Tensile Strength, lbf (N)	Average Weight, lbf/ft (N/m)	Roller Diameter, in (mm)	Multiple Strand Spacing, in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

From figure 17-17, we have:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{D/2}, \quad \text{or} \quad D = \frac{p}{\sin(\gamma/2)}$$

$$\gamma = 360^\circ/N$$

$$D = \frac{p}{\sin(180^\circ/N)} \quad (17-29)$$



The chain velocity V

$$V = Npn/60 \quad (17-30)$$

N = number of teeth

p = chain pitch, m

n = sprocket speed, rev/min

The maximum exit velocity of the chain is

$$v_{max} = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi n p}{\sin(\gamma/2)} \quad (b)$$

The minimum exit velocity occurs at a diameter

$$d = D \cos \gamma/2 \quad (c)$$

$$v_{min} = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi n p \cos \gamma/2}{\sin(\gamma/2)} = \pi n p \tan(\gamma/2) \quad (d)$$

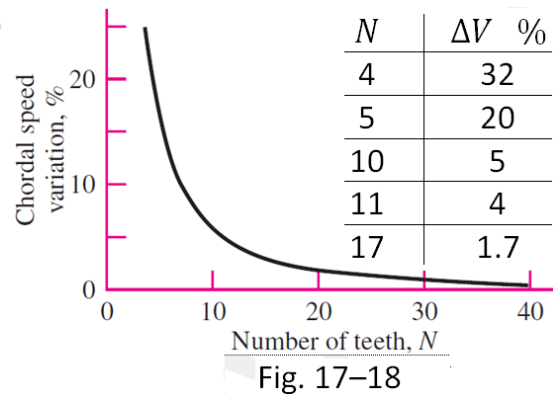
Now substituting $\gamma/2 = 180^\circ / N$ and employing Eqs. (17–30), (b), and (d), we find the speed variation to be

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{v_{max} - v_{min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\sin(180^\circ/N)} - \frac{1}{\tan(180^\circ/N)} \right] \quad (17-31)$$

The *speed variation* and is plotted in Fig. 17–18

The capacities of chains are based on the following:

- 15 000 h at full load
- Single strand
- ANSI proportions
- Service factor of unity
- 100 pitches in length
- Recommended lubrication



- These capacities are tabulated in Table 17–20 for 17-tooth sprockets.
- Table 17–21 displays available tooth counts on sprockets of one supplier.
- Table 17–22 lists the tooth correction factors for other than 17 teeth.
- Table 17–23 shows the multiple-strand factors K_2 .

It is preferable to have an odd number of teeth on the driving sprocket (17, 19, . . .) and an even number of pitches in the chain to avoid a special link.

The approximate length of the chain L in pitches is

$$\frac{L}{p} \doteq \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (17-34)$$

The center-to-center distance C is given by

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (17-35)$$

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \quad (17-36)$$

The allowable power H_a is given by

$$H_a = K_1 K_2 H_{\text{tab}} \quad (17-37)$$

K_1 = correction factor for tooth number other than 17 (Table 17-22)

K_2 = strand correction (Table 17-23)

The power that must be transmitted H_d is given by

$$H_d = H_{\text{nom}} K_s n_d \quad (17-38)$$

Table 17-20 Rated Power Capacity of Single-Strand Single-Pitch Roller Chain for a17-Tooth Sprocket (kW)

Sprocket Speed, rev/min	ANSI Chain Number					
	25	35	40	41	50	60
50	0.037	0.12	0.28	0.15	0.54	0.93
100	0.067	0.21	0.51	0.28	0.99	1.72
150	0.097*	0.30*	0.74*	0.42*	1.43*	2.48
200	0.12*	0.40*	0.96	0.53	1.87	3.20
300	0.17	0.58	1.38	0.75	2.69	4.63
400	0.22*	0.75*	1.80	0.98	3.50	6.00
500	0.28	0.93	2.20	1.20	4.25	7.32
600	0.33*	1.10*	2.60*	1.42*	5.01*	8.65
700	0.37	1.25	2.96	1.63	5.77	9.92
800	0.42*	1.40*	3.34*	1.84*	6.5*	11.20
900	0.46	1.56	3.72	2.04	7.23	12.50
1000	0.51*	1.72*	4.1	2.25	7.98	13.65
1200	0.60	2.04	4.81	2.45	9.40	16.11
1400	0.69*	2.33*	5.53	1.95	10.74	13.50
1600	0.78*	2.63*	6.24	1.60	9.55	11.00
1800	0.86	2.93	6.68	1.33	7.98	9.25
2000	0.95*	3.22*	5.76*	1.13*	6.89*	7.90
2500	1.16	3.94	4.11*	0.82*	4.90*	5.64
3000	1.37	4.2	3.11	0.62	3.72	4.30
Type A		Type B			Type C	

Sprocket Speed, rev/min		ANSI Chain Number							
		80	100	120	140	160	180	200	240
50	Type A	2.15	4.11	7	10.7	15.6	21.6	28.6	46.1
100		4.01	7.7	13	20	29.2	40.3	53.4	85.8
150		5.78	11	18.7	29	42	58	76.8	123.8
200		7.46	14.3	24.2	37.5	54.4	75.3	100	160.4
300		10.82	20.7	35	54.4	78.3	108	144	231.3
400	Type B	14	26.8	45.2	70	101.5	140.2	185.8	268.0
500		17	32.7	55.3	85.8	123.8	152.1	165.6	0
600		20.1	38.6	65.1	94.7	105.2	115.6	126	
700		23.1	44.3	66.4	75.3	83.6	91.8	0	
800		26.1	47	54.3	61.5	68.4	75.3		
900		29.8	39.4	45.5	51.5	57.3	63		
1000		28.1	33.6	38.8	44	49	53.8		
1200		21.4	25.6	29.5	33.5	37.2	0		
1400		16.9	20.3	23.5	26.5	0			
1600		13.9	18.6	19.3	0				
1800		11.6	14	16.1					
2000		9.92	11.9	0					
2500		7.13	0.3						
3000		5.4	0						
Type C		Type C'							

Note: Type A—manual or drip lubrication; type B—bath or disk lubrication; type C—oil-stream lubrication; type C'—type C, but this is a galling region; submit design to manufacturer for evaluation.

Table 17–21: Single-Strand Sprocket Tooth Counts Available from One Supplier*

No.	Available Sprocket Tooth Counts
25	8-30, 32, 34, 35, 36, 40, 42, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
35	4-45, 48, 52, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
41	6-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
40	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
50	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
60	8-60, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
80	8-60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 78, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
100	8-60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 74, 76, 80, 84, 90, 95, 96, 102, 112, 120
120	9-45, 46, 48, 50, 52, 54, 55, 57, 60, 64, 65, 67, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 90, 96, 102, 112, 120
140	9-28, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 48, 54, 60, 64, 65, 68, 70, 72, 76, 80, 84, 96
160	8-30, 32–36, 38, 40, 45, 46, 50, 52, 53, 54, 56, 57, 60, 62, 63, 64, 65, 66, 68, 70, 72, 73, 80, 84, 96
180	13-25, 28, 35, 39, 40, 45, 54, 60
200	9-30, 32, 33, 35, 36, 39, 40, 42, 44, 45, 48, 50, 51, 54, 56, 58, 59, 60, 63, 64, 65, 68, 70, 72
240	9-30, 32, 35, 36, 40, 44, 45, 48, 52, 54, 60

Table 17–22Tooth Correction Factors, K_1

Number of Teeth on Driving Sprocket	K_1 Pre-extreme Power	K_1 Post-extreme Power
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Table(17–23)Multiple-Strand Factors, K_2

Strands No	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

EXAMPLE 17-5

Select drive components for a 2:1 reduction, 67 kW input at 300 rev/min, moderate shock, an abnormally long 18-hour day, poor lubrication, cold temperatures, dirty surroundings, short drive $C/p = 25$.

Solution Function: $H_{\text{nom}} = 67 \text{ kW}$, $n_1 = 300 \text{ rev/min}$, $C/p = 25$, $K_s = 1.3$
Design factor: $n_d = 1.5$

Sprocket teeth: $N_1 = 17$ teeth, $N_2 = 34$ teeth, $K_1 = 1$, $K_2 = 1, 1.7, 2.5, 3.3$
Chain number of strands:

$$H_{\text{tab}} = \frac{n_d K_s H_{\text{nom}}}{K_1 K_2} = \frac{1.5(1.3)67}{(1)K_2} = \frac{130.65}{K_2}$$

Form a table:

Number of Strands	130.65/ K_2 (Table 17-23)	Chain Number (Table 17-20)	Lubrication Type
1	130.65/1 = 130.65	200	C'
2	130.65/1.7 = 76.85	160	C B
3	130.65/2.5 = 52.26	140	B
4	130.65/3.3 = 39.59	140	B

Decision

3 strands of number 140 chain (H_{tab} is 54 kW).

Number of pitches in the chain:

$$\begin{aligned} \frac{L}{p} &= \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \\ &= 2(25) + \frac{17 + 34}{2} + \frac{(34 - 17)^2}{4\pi^2(25)} = 75.79 \text{ pitches} \end{aligned}$$

Decision

Use 76 pitches. Then $L/p = 76$.

Identify the center-to-center distance: From Eqs. (17-35) and (17-36),

$$\begin{aligned} A &= \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} = \frac{17 + 34}{2} - 76 = -50.5 \\ C &= \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{p}{4} \left[50.5 + \sqrt{50.5^2 - 8 \left(\frac{34 - 17}{2\pi} \right)^2} \right] = 25.104p \end{aligned}$$

For a 140 chain, $p = 44.45 \text{ mm}$. Thus,

$$C = 25.104p = 25.104(44.45) = 1115.9 \text{ mm}$$

Lubrication: Type B

Comment: This is operating on the pre-extreme portion of the power, so durability estimates other than 15 000 h are not available. Given the poor operating conditions, life will be much shorter.

PROBLEMS

17–1 A 150 mm-wide polyamide F-1 flat belt is used to connect a 50 mm-diameter pulley to drive a larger pulley with an angular velocity ratio of 0.5. The center-to-center distance is 2.7 m. The angular speed of the small pulley is 1750 rev/min as it delivers 1.5 kW. The service is such that a service factor K_s of 1.25 is appropriate.

- (a) Find F_C , F_i , F_{1a} , and F_2 .
- (b) Find H_a , n_{fs} , and belt length.
- (c) Find the dip.

17–2 Perspective and insight can be gained by doubling all geometric dimensions and observing the effect on problem parameters. Take the drive of Prob. 17–1, double the dimensions, and compare.

17–3 A flat-belt drive is to consist of two 4-ft-diameter cast-iron pulleys spaced 16 ft apart. Select a belt type to transmit 60 hp at a pulley speed of 380 rev/min. Use a service factor of 1.1 and a design factor of 1.0.

17–5 Return to Ex. 17–1 and complete the following.

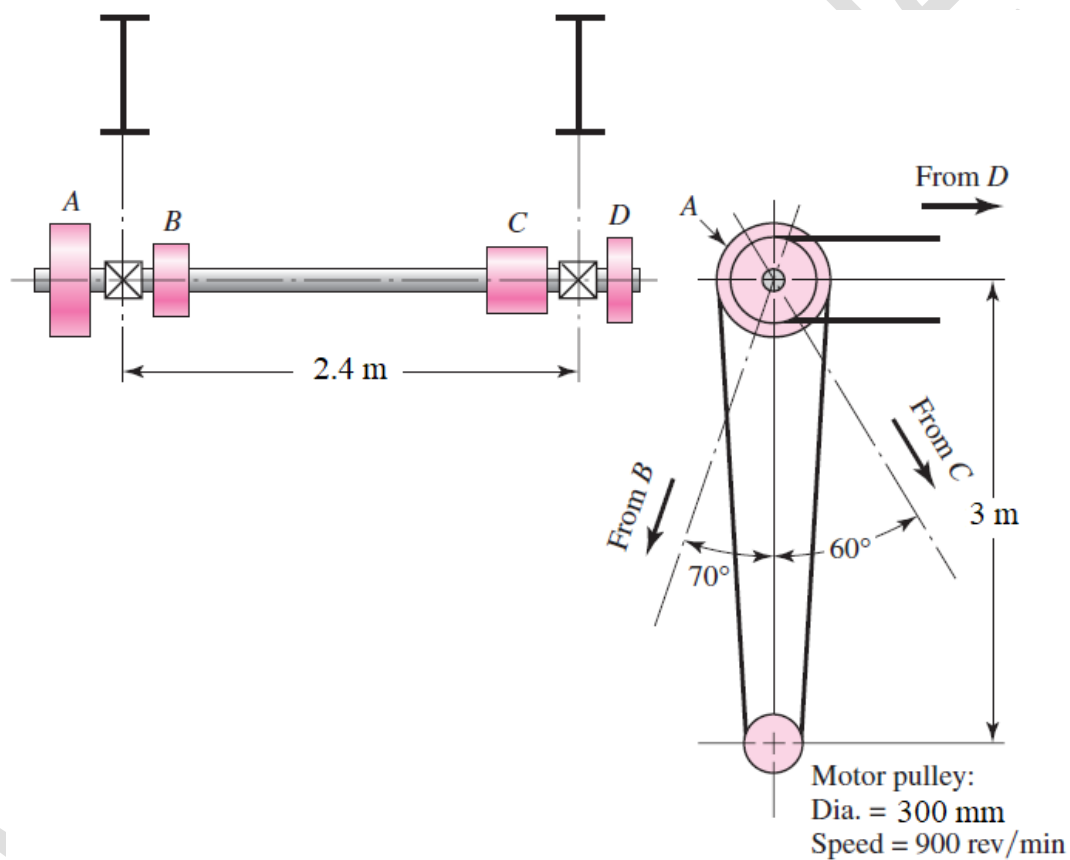
- (a) Find the torque capacity that would put the drive as built at the point of slip, as well as the initial tension F_i .
- (b) Find the belt width b that exhibits $n_{fs} = n_d = 1.1$.
- (c) For part b find the corresponding F_{1a} , F_C , F_i , F_2 , power, and n_{fs} .
- (d) What have you learned?

17–6 Take the drive of Prob. 17–5 and double the belt width. Compare F_{1a} , F_C , F_i , F_2 , H_a , n_{fs} , and dip.

17–9: The line shaft illustrated in the figure is used to transmit power from an electric motor by means of flat-belt drives to various machines. Pulley A is driven by a vertical belt from the motor pulley. A belt from pulley B drives a machine tool at an angle of 70° from the vertical and at a center-to-center distance of 9 ft. Another belt from pulley C drives a grinder at a center-to-center distance of 2.7 M. Pulley C has a double width to permit belt shifting as shown in Fig. 17–4. The belt from pulley D drives a dust-extractor fan whose axis is located horizontally 2.4 M from the axis of the lineshaft. Additional data are

Machine	Speed, rev/min	Power, kW	Lineshaft Pulley	Diameter, mm
Machine tool	400	9.5	<i>B</i>	400
Grinder	300	3.4	<i>C</i>	350
Dust extractor	500	6.0	<i>D</i>	450

The power requirements, listed above, account for the overall efficiencies of the equipment. The two line-shaft bearings are mounted on hangers suspended from two overhead wide-flange beams. Select the belt types and sizes for each of the four drives. Make provision for replacing belts from time to time because of wear or permanent stretch.



17–10 Two shafts 6 m apart, with axes in the same horizontal plane, are to be connected with a flat belt in which the driving pulley, powered by a six-pole squirrel-cage induction motor with a 75 kW brake power rating at 1140 rev/min, drives the second shaft at half its angular speed. The driven shaft drives light-shock machinery loads. Select a flat belt.

17–11 The mechanical efficiency of a flat-belt drive is approximately 98 percent. Because of its high value, the efficiency is often neglected. If a designer should choose to include it, where would he or she insert it in the flat-belt protocol?

17–17 A single V belt is to be selected to deliver engine power to the wheel-drive transmission of a riding tractor. A 3.73 single-cylinder engine is used. At most, 60 percent of this power is transmitted to the belt. The driving sheave has a diameter of 155 mm, the driven, 300 mm. The belt selected should be as close to a 2.3 m pitch length as possible. The engine speed is governor-controlled to a maximum of 3100 rev/min. Select a satisfactory belt and assess the factor of safety and the belt life in passes.

17–18 Two B2125 V belts are used in a drive composed of a 135 mm driving sheave, rotating at 1200 rev/min, and a 400 mm driven sheave. Find the power capacity of the drive based on a service factor of 1.25, and find the center-to-center distance.

17–19 A 45 kW four-cylinder internal combustion engine is used to drive a brick-making machine under a schedule of two shifts per day. The drive consists of two 650 mm sheaves spaced about 3.6 m apart, with a sheave speed of 400 rev/min. Select a V-belt arrangement. Find the factor of safety, and estimate the life in passes and hours.

17–20 A reciprocating air compressor has a 1.5 m-diameter flywheel 350 mm wide, and it operates at 170 rev/min. An eight-pole squirrel-cage induction motor has nameplate data 37 kW at 875 rev/min.

(a) Design a V-belt drive.

(b) Can cutting the V-belt grooves in the flywheel be avoided by using a V-flat drive?

17–21 The geometric implications of a V-flat drive are interesting.

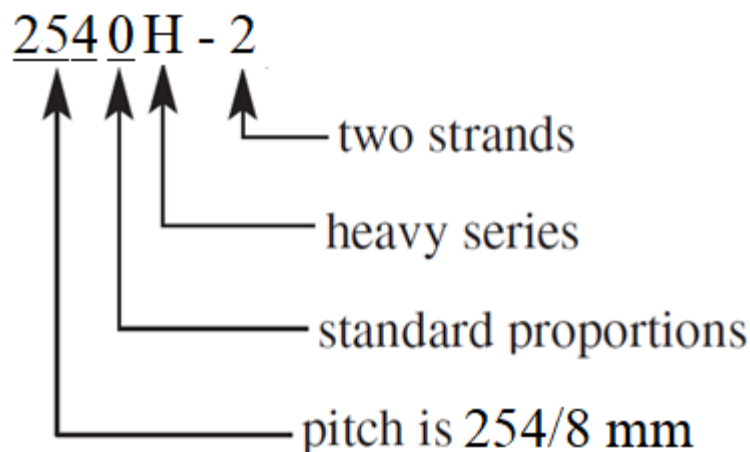
(a) If the earth's equator was an inextensible string, snug to the spherical earth, and you spliced 1.8 m of string into the equatorial cord and arranged it to be concentric to the equator, how far off the ground is the string?

(b) Using the solution to part a, formulate the modifications to the expressions for m_G , θ_d and θ_D , L_p , and C .

(c) As a result of this exercise, how would you revise your solution to part *b* of Prob. 17–20?

17–22 A 1.5 kW electric motor running at 1720 rev/min is to drive a blower at a speed of 240 rev/min. Select a V-belt drive for this application and specify standard V belts, sheave sizes, and the resulting center-to-center distance. The motor size limits the center distance to at least 550 mm.

17–23 The standard roller-chain number indicates the chain pitch in millimeters, construction proportions, series, and number of strands as follows:



This convention makes the pitch directly readable from the chain number. In Ex. 17–5 ascertain the pitch from the selected chain number and confirm from Table 17–19.

17–25 A double-strand no. 60 roller chain is used to transmit power between a 13-tooth driving sprocket rotating at 300 rev/min and a 52-tooth driven sprocket.

(a) What is the allowable power of this drive?

(b) Estimate the center-to-center distance if the chain length is 82 pitches.

(c) Estimate the torque and bending force on the driving shaft by the chain if the actual power transmitted is 30 percent less than the corrected (allowable) power.

17–26 A four-strand no. 40 roller chain transmits power from a 21-tooth driving sprocket to an 84-tooth driven sprocket. The angular speed of the driving sprocket is 2000 rev/min.

(a) Estimate the chain length if the center-to-center distance has to be about 20 in.

(b) Estimate the tabulated power entry H_{tab} for a 20 000-h life goal.

(c) Estimate the allowable power for a 20 000-h life.

(d) Estimate the tension in the chain at the allowable power.

17–27 A 700 rev/min 18.65 kW squirrel-cage induction motor is to drive a two-cylinder reciprocating pump, out-of-doors under a shed. A service factor K_s of 1.5 and a design factor of 1.1 are appropriate. The pump speed is 140 rev/min. Select a suitable chain and sprocket sizes.

17–28 A centrifugal pump is driven by a 37.3 kW synchronous motor at a speed of 1800 rev/min. The pump is to operate at 900 rev/min. Despite the speed, the load is smooth ($K_s = 1.2$). For a design factor of 1.1 specify a chain and sprockets that will realize a 50 000-h life goal. Let the sprockets be 19T and 38T.