

الباب السادس عشر

علم الحركة لمجموعة تشغيل عمود المرفق وإتزان المحرك

16- عام .

علم الحركة لمجموعة تشغيل عمود المرفق .

Dynamics of Crank Gear .

حالات التشغيل لمجموعة عناصر عمود المرفق لها إختصاصات متميزة بواسطة القوى التى تظهر المهام المختلفة للمحرك وقدرته على تحمل التغير الطبيعى للأحمال الميكانيكية الواقعة على هذه المكونات المحددة بعلم الحركة الدينامى لتشخيص عناصر تشغيل مجموعة عمود المرفق والحسابات الديناميكية التى تم على أساسها إختيار الأبعاد الرئيسية للمحرك والتى سبق أن تم حساباتها بواسطة الحسابات الحرارية والحصول على قدرة التغير الطبيعى للقوى نتيجة ضغط الغاز .

ويبين شكل 1 - 16 الرسم البيانى لمحور منتصف الإسطوانة والذى يتقاطع مع محور عمود المرفق ويستخدم التصور الآتى بهذه الصورة .

يدور عمود المرفق حركة دورانية حول محوره ويتحدد بالزاوية φ ووضع عمود المرفق الزاوى بينه وبين وضعه فى حالة وجود المكبس عند النقطة الميتة العليا وتحسب من محور الإسطوانة فى إتجاه عقارب الساعة لدوران عمود المرفق حينئذ تكون .

φ = angle of crank travel counted from the cylinder axis in the direction of clockwise crankshaft rotation ,

when $\varphi = 0^\circ$ the piston is at T.D.C (point A')

when $\varphi = 180^\circ$ the piston is at B.D.C (point A'')

β = angle between the connecting rod and the cylinder axis

ω = angular velocity of crankshaft rotation

$S = 2R =$ piston stroke .

$R =$ crank radius .

$l_{rod} =$ connecting rod length .

$\lambda = \frac{R}{l_{rod}}$ = ratio between crank radius and connecting rod

length . in practice $\lambda = 0.25 - 0.30$.

والهدف من حساب علم الحركة لمجموعة تشغيل عمود المرفق هو تحديد السرعة والعجلة وطول شوط المكبس.

وبالتعبير عن شوط المكبس وقوة القصور الذاتي الابتدائية S عند T.D.C النقطة الميتة العليا ، وعند دوران عمود المرفق خلال الزاوية φ وبدقة أكثر هذه الحركة التي تشمل على كميات صغيرة لقوى القصور الذاتي الثانوية والموضحة في المعادله كالاتى .

$$S = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad 16.1$$

وحركة المكبس الإنتقالية من الممكن أن نعبر عنها بمجموعتين من الحركة وهما الحركة التوافقية الابتدائية والثانوية كالاتى .

$$S = s_{I\text{II}} + s_{II} \quad ; \quad s_I = R (1 - \cos \varphi) \quad ; \quad s_{II} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$$

وتوضح حركة المكبس الإنتقالية بمعاونة الرسم التخطيطى لمجموعة تشغيل عمود المرفق .

وأحد هذه الطرق : هى الخطوط الهندسية البيانية الموضحة بالمنحنى S .
 $S=f(\varphi)$ وموضحة بالرسم 16.2_a كالاتى .

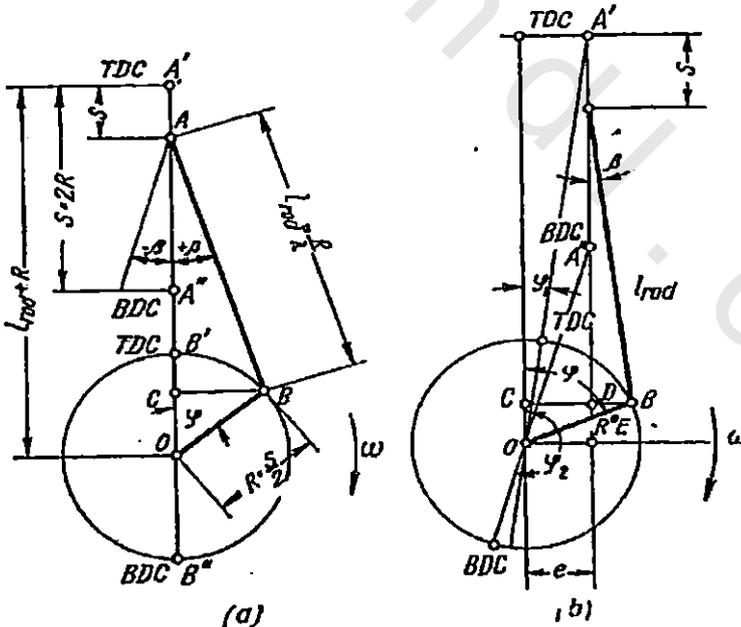


Fig. 16-1. Diagrams of crank gears:
 a—central gear; b—offset gear

$$v_p = \frac{d_s}{d_t} = \frac{d_s}{d_\phi} x \frac{d_\phi}{d_t} = R \omega \left(\sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \quad 16.2$$

وتبين المعادلة 16-2 سرعة المكبس تساوى صفر عندما تكون الزاوية $\phi = 0$ أو 180° شكل 16-2b وعندما تكون الزاوية $\phi = 90^\circ$.

$v_p = R \omega = u$ بمعنى أنها تكون مساوية لسرعة عمود المرفق .

وحركة القصور الذاتى الثانوية هي $R \omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi$

ويؤخذ فى الحسابان طول ذراع التوصيل المحدد ، وانتقال السرعة القصوى للمكبس $v_p . maximum$ فى إتجاه النقطة الميتة العليا بمعنى فى إتجاه الزاوية $\phi_{v_p . max} < 90^\circ$.

$$v_p . max = R \omega \left(1 + \frac{\lambda^2}{2} \right) \text{ and } \phi_{v_p . max} = 90^\circ - \lambda 57.3^\circ$$

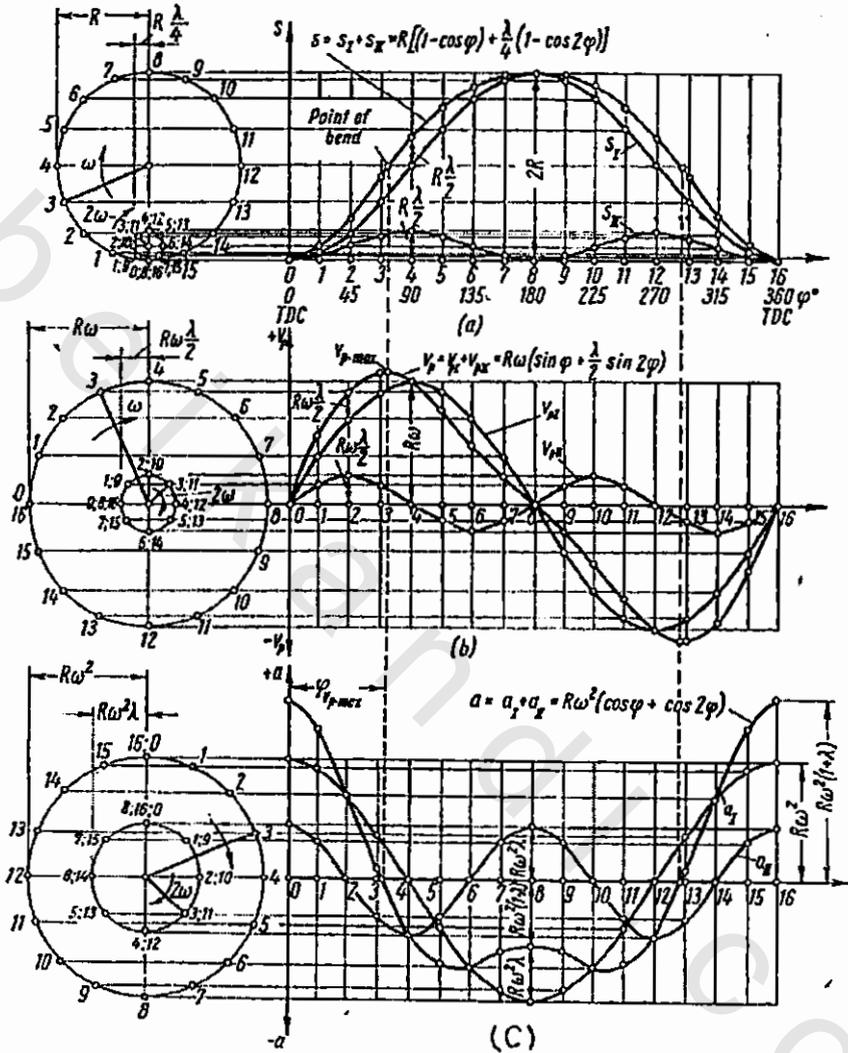


Fig. 16-2. Plotting of curves with an accuracy to small quantities of the second order:

a —piston travel; b —piston velocity; c —piston acceleration

والسرعة المتوسطة للمكبس أهمية عمالية تبين خصائص تصميم المحرك $v_{p.m}$ حيث أن π سرعة عمود المرفق rpm والسرعة المتوسطة للمحرك تحدد بواسطة الحالات المناسبة لشحنة الإسطوانة والتي يعول عليها تشغيل مجموعة المكبس ، السرعة النسبية للمكبس الآتى .

$$\frac{v_{p,max}}{v_{p,m}} = \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{\lambda^2}{2} \right) \cong 1.63$$

ومن الممكن أن نحصل على عجلة المكبس بأخذ المشتقة من المعادلة (16-2) بالنسبة للزمن .

$$a = \frac{dv_p}{dt} = \frac{dv_p}{d\varphi} \times \frac{d\varphi}{dt} = R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (16.3)$$

والقيم المضروبة بين القوسين في المعادلة (16-3) والمعطاه في الجدول 16-1 قيم مختلفة للزاوية φ ، ويجب الزاوية λ .

Table 16-1

VALUES OF $(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ FOR DIFFERENT φ AND λ

φ°	λ	Sign	$\frac{1}{3.2}$	$\frac{1}{3.4}$	$\frac{1}{3.6}$	$\frac{1}{3.8}$	$\frac{1}{4.0}$	$\frac{1}{4.2}$	Sign	λ	φ°
0	+	+	1.312	1.294	1.278	1.263	1.250	1.238	+	360	
10	+	+	1.278	1.261	1.246	1.232	1.220	1.208	+	350	
30	+	+	1.022	1.013	1.005	0.998	0.991	0.985	+	330	
60	+	+	0.344	0.353	0.361	0.368	0.375	0.381	+	300	
80	-	-	0.120	0.103	0.087	0.074	0.061	0.050	-	280	
90	-	-	0.312	0.294	0.278	0.263	0.250	0.238	-	270	
100	-	-	0.467	0.450	0.435	0.421	0.409	0.397	-	260	
120	-	-	0.656	0.647	0.639	0.632	0.625	0.619	-	240	
150	-	-	0.710	0.719	0.727	0.734	0.741	0.747	-	210	
170	-	-	0.691	0.708	0.724	0.737	0.750	0.761	-	190	
180	-	-	0.687	0.706	0.722	0.737	0.750	0.762	-	180	

الرسم التخطيطي للمنحنى $(f(\varphi)) = a$ بجمع كل من قوة القصور الذاتي الابتدائية والثانوية .

$$a_I = R\omega^2 \cos\varphi \text{ and } a_{II} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi ,$$

والموضحة في شكل 16.2c .

وتصل عجلة المكبس عند النهاية القصوى المطلقة .

$$T.D.C (\varphi = 0) a_{max} = R\omega^2 (1 + \lambda)$$

والإنحاء في منحنى العجلة $a = f(\varphi)$ قريب من النقطة الميتة السفلى

B.D.C ويتم الحصول عليه من $\lambda > \frac{1}{4}$ ، وإزاحة مجموعة تشغيل عمود

المرفق لا تتقاطع مع محور الإسطوانة ، والمسافة e شكل 16-1b ومجموعة

التشغيل لعمود المرفق تضيف خصائص عظيمة نسبياً للإزاحة $K = \frac{e}{R}$ والتي

عادة ما تكون مداها بين 0.05 إلى 0.15 ويقابل وضع عمود المرفق في وضع

T.D.C , B.D.C بمعنى عندما يكون نصف قطر عمود المرفق ومحور ذراع التوصيل على إستقامة واحدة والمحددين بالزوايا φ_1, φ_2 . هذه الزوايا توجد

فى المثلثين $A'EO$ ، $A''EO$. إذن

$$\sin \varphi_1 = \frac{e}{L \text{ rod} + R} = \frac{\lambda K}{1 + \lambda} \text{ and } \sin \varphi_2 = \frac{e}{L \text{ rod} - R} = \frac{\lambda K}{1 - \lambda}$$

مع الملاحظة ان قيمة $\lambda = \frac{R}{L \text{ rod}}$ أى ان قيمة λ تساوى النسبة بين نصف قطر

دائرة عمود المرفق مع طول ذراع التوصيل *connecting rod* ويعبر عنها بشوط المكبس .

وتحدد السرعة والعجلة لإزاحة مجموعة تشغيل عمود المرفق بدقة عالية بأنها تشمل كميات صغيرة لقوة القصور الذاتى الثانوية ، وتختلف مع القسم المكمل لمنتصف مجموعة تشغيل عمود المرفق فقط .

ويوجد إضافة الشرط الثالث الذى يسمح بالإزاحة وجميع الحالات تكون فى هذه الحالة متساوية .

شوط المكبس piston Tarvel :

$$S = R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - K \lambda \sin \varphi \right] \quad 16.4$$

سرعة المكبس piston velocity

$$v_p = R \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - K \lambda \cos \varphi \right) \quad 16.5$$

عجلة المكبس piston acceleration :

$$a = R \omega^2 \left[\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + K \lambda \sin \varphi \right] \quad 16.6$$

وشوط المكبس فى إزاحة مجموعة تشغيل عمود المرفق تكون كبيرة نوعا ما عن الموجودة فى المنتصف فى بعض المحركات ، وتوجد إزاحة بنز المكبس بعيدا عن المحور ما بين 0.01 إلى 0.03 من قطر المكبس لتغيير توزيع الأحمال على سطح المكبس وبالتالي يمنع الميل والخبث ، والحركة الموجود لمجموعة تشغيل عمود المرفق تتوافق حدوثها مع الشرح السابق ولكن بقيم سالبة K ، بمعنى أن الإزاحة لمحور المكبس تكون فى الإتجاه العكسى والمبين فى شكل 16-1b .

16.1 تأثير القوى فى مجموعة تشغيل عمود المرفق .

Forces acting in a crank gear .

من الضرورى تحليل جميع القوى فى منظومة تشغيل عمود المرفق وعمل حسابات الإجهادات الواقعة على المحرك وتحديد الأحمال على الكراسى وتكون

هذه الحسابات ثابتة عند تشغيل المحرك ، وتكون قوى مجموعة تشغيل عمود المرفق مقسمة إلى قوى ضغط الغاز على تاج المكبس داخل الإسطوانة والمتمثلة في الحرف g وقوى القصور الذاتي للأجزاء المتحركة الميكانيكية وقوى الإحتكاك مثل المكبس وثلث $\frac{1}{3}$ ذراع التوصيل ، وقوى القصور الذاتي للأجزاء المتحركة لمجموعة تشغيل عمود المكبس مثل بنز عمود المرفق وثلثي $\frac{2}{3}$ ذراع التوصيل وتنقسم إلى قوى القصور الذاتي للأجزاء الترددية والمتمثلة في الحرف i ، والأجزاء الدوارة المتمثلة بالحرف R ، والتغيير في ضغط الغاز على تاج المكبس يساوى

$$p_g = f(s) \text{ in } N/m^2 \text{ (kg/cm}^2 \text{)}$$

وبناءً على ذلك فإن قوة ضغط الغاز .

$$P_g = p_g A_p$$

حيث أن A_p مساحة المكبس بالسنتيمتر المربع ، وتحسب القوة البيانية بواسطة منحنيات مبين القدرة للدائرة الأساسية الحرارية (وعادة ما تكون القدرة القصوى والسرعة المناظرة لها) .

ويستخدم منحنى الرسم البيانى من أجهزة متطورة للرسم البيانى للمحرك .

وأحد الشواهد هو ضغط الغاز العكسى لشوط زوايا المرفق . بمعنى $P_g = f(\phi)$ والمعادلة 16.1 تستخدم فى حسابات ومساحات الرسم البيانى المعكوس ، والإزاحة S للمكبس من T.D.C شكل 16.3.a,b والزوايا الثابتة التى تقابل شوط عمود المرفق . عمليا تكون عند الزاوية 30° ، وضغط الغاز فى إسطوانة المحرك شكل 16.4 يسبب القدرة P_g'' الضاغطة على رأس الإسطوانة .

هذه القوة تكون على طول محور الإسطوانة مباشرة وتكون متساوية فى المقدار ولكن فى عكس إتجاه القوة P_g' المؤثرة على المكبس ومجموعة تشغيل عمود المرفق ، والمركبات الرأسية P_g' إنتقلت من عمود المرفق إلى الكراسى الرئيسية وتكون متزنة بواسطة تأثير القوة P_g'' الضاغطة على سطح رأس الإسطوانة ولا تكون لها تأثير على دعائم صندوق المرفق ، ويفترض هذا تقريباً .

وقوة ضغط الغاز P_g على المكبس تكون قصوى عند T.D.C ولحساب قوى القصور الذاتي يكون من الضروري معرفة الكتلة لمجموعة تشغيل عمود المرفق ولتبسيط الحساب فإن مجموعة تشغيل عمود المرفق الحقيقية والمطابقة للواقع استبدلت بواسطة النظام المكافئ للحركة الديناميكية للكتل الغير منتظمة الشكل .

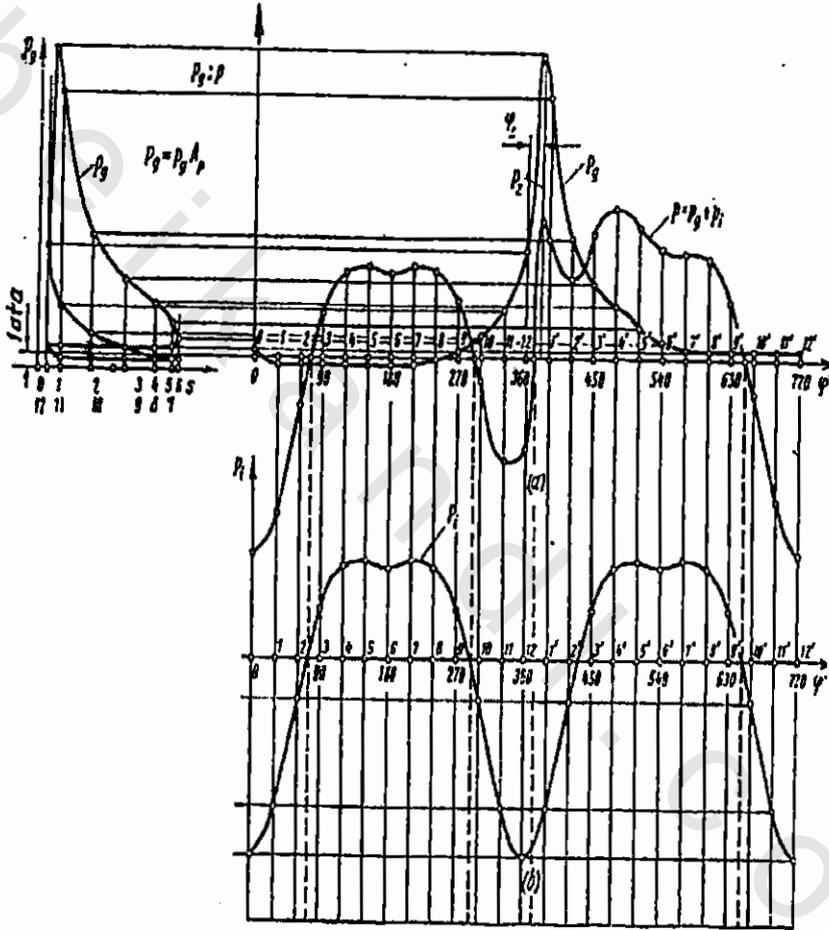
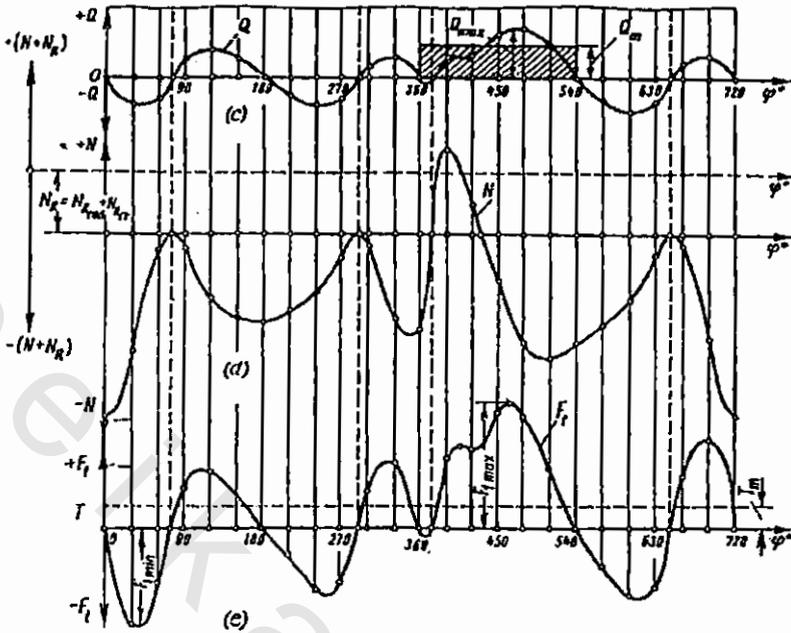


Fig. 16-3. Plotting the curves of various
 a—forces of gases P_g and the total force $P_g + P_i$
 b—forces of inertia P_i ; c—lateral force Q ;



forces versus the angle ϕ of crank travel:
 $+F_t$ acting on the connecting rod small end;
 d —normal force N ; e —tangential force F_t

25—255

وجميع الأجزاء المتحركة مقسمة إلى ثلاثة مجاميع مختصة بحركاتها الطبيعية
 1 - الأجزاء المترددة على طول محور مجموعة المكبس ، كتلة المكبس والشنابر
 ومن المفترض أيضًا بنز المكبس والكتل الغير منتظمة الشكل على محور بنز
 المكبس وتمثل بواسطة mp .

2 - الأجزاء الدوارة لمجموعة عمود المرفق تستبدل كتلتها بكتلة مخفضة إلى
 نصف القطر R وممثلة في m_{CR} وهذا التخفيض لكي يتم نعبه عنه بالمساواة بين
 قوى الطرد المركزي لقوى القصور الذاتي للكتلة الحقيقية والكتلة المنخفضة وكتلة
 بنز عمود المرفق m_{CR} ، الأجزاء المجاورة للأفخاذ شكل 16.5_a تفترض أن
 تكون كتلة غير منتظمة الشكل على طول منتصف محور بنز عمود المرفق وبما
 أن مركز الثقل يكون عند المسافة R من محور العمود لا تحتاج هذه الكتلة أي
 تخفيض .

والكتلة m_{CW} هي جزء متوسط في فخذة المرفق على الشكل abcd مع مركز
 ثقل نصف القطر ρ وأقل من نصف القطر R .

$$m_{CW} \rho \omega^2 = m_{CWR} R \omega^2 \therefore m_{CWR} = m_{CW} \frac{\rho}{R}$$

والكتلة المخفضة لعمود المرفق هي الآتى :

$$m_{cr} = m_{cp} + 2m_{cwR} = m_{cp} + 2m_{cw} \frac{\rho}{R}$$

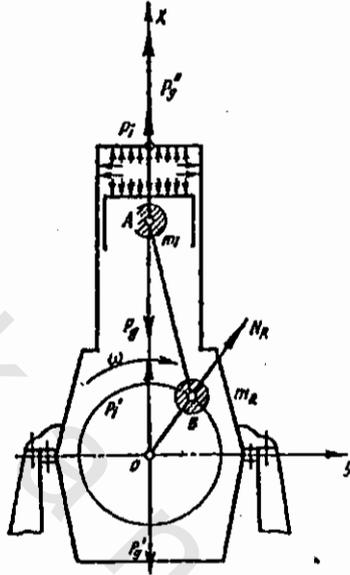


Fig. 16-4. Forces of gas pressure and forces of inertia of the reciprocating and rotating masses acting in a crank gear

1- الأجزاء مركبة الأداء والحركة المتوازية (مجموعة ذراع التوصيل) يعمل ذراع التوصيل مع كتلتين متكافئتين إستاتيكيًا ، والكتلة $m_{rod.pp}$ هي كتلة غير منتظمة الشكل على محور بنز المكبس والكتلة $m_{rod.cr}$ على محاور بنز عمود المرفق. ولهذا الغرض فإن كتلة عمود التوصيل m_{rod} تقسم إلى كتلتين شكل (16.5b) والتي تعرف بمحور بنز المكبس .

$$m_{rod.pp} = m_{rod} \frac{L_{rod.cr}}{L_{rod}}$$

ويعرف أيضًا بمحور عمود المرفق $m_{rod.cr} = m_{rod} \frac{L_{rod.pp}}{L_{rod}}$

والثلاث حالات الآتية سوف نلاحظ فيها الحصول على نظام التكافى الميكانيكى

$$1 - \text{ جميع الكتل الثابتة } m_{rod} = m_{rod.pp} + m_{rod.cr}$$

2 - كتلة المكبس الثابتة ومركز الثقل تثبت بالمعادلة الآتية .

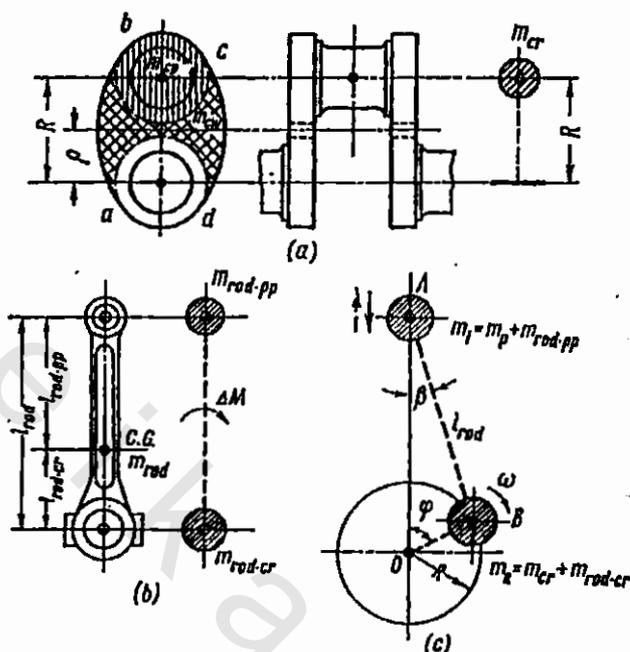


Fig. 16-5. Reduction of the crank gear system to a two-mass one:
 a—reduction of crank mass; b—reduction of connecting rod mass; c—reduced system of crank gear

$$m_{rod.pp} \cdot l_{rod.pp} - m_{rod.cr} l_{rod.cr} = 0 .$$

3- والعزم الثابت لعزم قوى القصور الذاتي للنظام وخاصة مركز الثقل مع عزم قوة القصور الذاتي في النظم المخفضة .

$$I_{red} = m_{rod.pp} l_{rod.pp}^2 + m_{rod.cr} l_{rod.cr}^2 = m_{rod} \frac{l_{rod.cr}}{l_{rod}}$$

$$l_{rod.pp}^2 + m_{rod} \frac{l_{rod.pp}}{l_{rod}} l_{rod.cr}^2 = m_{rod} l_{rod.cr} l_{rod.pp}$$

سوف تكون متساوية لعزم قوة القصور الذاتي لعمود التوصيل I_{rod} ،
 $I_{red} > I_{rod}$. والحسابات الدقيقة النظرية ، والعزوم الصحيحة لقوى القصور الذاتي يجب أن تطبق كالاتى : $\Delta M = (I_{red} - I_{rod}) \varepsilon_{rod}$ حيث أن
 $\varepsilon_{rod} = \frac{d\beta}{d\varphi}$ هي السرعة الزاوية لعمود ذراع التوصيل . حيث أن القيم الرقمية للعزوم تكون صغيرة ، ولذلك تهمل عملياً .

وللمحركات السريعة والتي تصل سرعتها أكثر من 2000 لفة / في الدقيقة فإن

$$m_{rod.pp} = 0.2 - 0.3 m_{rod} \text{ and } m_{rod.cr} = 0.7 - 0.8 m_{rod}$$

وهكذا فإن مجموعة تشغيل عمود المرفق الكاملة شكل 12.5_c تستبدل بواسطة
 إثنين من الكتل الغير منتظمة الشكل منفصلة بحيث لا تتفعل شكلاً أو حجماً بتأثير
 القوى الخارجية لإنعدام وزن الوصلات للكتل الترددية عند النقطة A
 . B والكتلة الدوارة عند النقطة . $m_i = m_p + m_{rod.pp}$

$$m_R = m_{cr} + m_{rod.cr}$$

في المحرك V-Type كل إثنين من النهايات الكبرى لأذرع التوصيل
 للإسطوانات المتقابلة تتركب على بنز واحد وبناءً على ذلك فإن .
 $m_R = m_{cr} + 2 m_{rod.cr}$ والقيم للكتل m_{rod} , m_{pp} تختار بناءً على بيانات
 التصميمات المتاحة وتصميم الكتل m_{rod} , m_{pp} لعناصر تشغيل كتلة عمود
 المرفق A_p المعطاه في الجدول 16.2.

Table 16-2
 DESIGN MASSES OF CRANK GEAR ELEMENTS, KG/IN³(O./CM³)

Type of engine	Mass of piston from aluminium alloy m_p	Mass of connecting rod m_{rod}
Carburettor engines ($D = 60-100$ mm)	100-150 (10-15)	120-200 (12-20)
Diesels ($D = 80-120$ mm)	200-300 (20-30)	250-350 (25-35)

وطبقاً للنظام المتفق عليه لكتلتى الحركة المكافئة لمجموعة تشغيل عمود المرفق
 وقوة القصور الذاتى تتحول إلى قوتين القوة P_I الناتجة عن الكتل الترددية ، وقوة
 الطرد المركزى N_R الناتجة من الكتل الدوارة .
 قوة القصور الذاتى للكتل الترددية تكون كالآتى :

$$P_i = - m_{ia} = - m_i R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad 16.7$$

وقوة القصور الذاتى هذه تمثل فى كل من قوة القصور الذاتى الابتدائية والثانوية ،
 والتي تتغير بناءً على قانون الحركة التوافقية البسيطة .

$$P_{II} = Z \cos \varphi \quad ; \quad P_{III} = \lambda Z \cos 2\varphi$$

حيث أن المعامل Z يساوى $m_i R \omega^2$ ، منحنى عجلة المكبس $a = f(\varphi)$ يتطابق
 مع القياس ومع عكس الإشارة ويكون منحنى قوة القصور الذاتى كما هو فى شكل
 16.3 . وقوة القصور الذاتى للكتل الترددية P_i موضحة نفسها مثل القوى الحرة

P_i' شكل 16.4 والتي تؤثر على طول محور الإسطوانة وتكون مساوية للقوة P_i متغيرة في المقدار وفي الإشارة .

القوة P_i تنتقل إلى صندوق المرفق من خلال الكراسى الرئيسية وتكون غير متزنة وتؤثر في دعائم المحرك ، وتفصيل أكثر فإن قوى القصور الذاتي الابتدائية والثانوية سوف يكون تحليلها منفصل ويسهل بعد ذلك فحص إتران قوى القصور الذاتي للكتل المتحركة تردديًا .

و يكون من المفيد إستخدام طريقة الموجهات الدوارة بتحديد مقدارها وإتجاهها وتحدد قوى القصور الذاتي الابتدائية P_{ii} كما هو فى الإسقاط على موجهات الإسطوانة $Z = m_i R \omega^2$ ودوران عمود المرفق عند السرعة الزاوية ω . قوة القصور الذاتي الثانوية P_{iii} تكون محددة بالإسقاط على محور الإسطوانة للموجهة $\lambda Z = m_i R \omega^2 \lambda$ والتي تدور عند سرعة زاوية 2ω .

والقوة الطردة المركزية للكتل الدوارة لمجموعة تشغيل عمود المرفق هي :

$$NR = - m_R R \omega^2 \quad 16.8$$

ويكون دائما إتجاهها على طول نصف قطر عمود المرفق ، وتكون مقدار ثابت وموجودة عند منتصف بنز عمود الرفق B ، القوة N_R من الممكن أن تنتقل على طول خط الحركة للمنتصف O للعمود ويمكن تحليلها إلى مركبتين على طول محاور الإحداثيات .

$$NR_x = - m_R R \omega^2 \cos \varphi \quad \text{and} \quad NR_y = - m_R R \omega^2 \sin \varphi .$$

والقوة N_R تدور سويما مع عمود المرفق ولا تكون متزنة ، وتنتقل إلى دعائم المحرك من خلال كراسى وصندوق عمود المرفق .

وحركة قوى ضغط الغازات على المكبس وقوى القصور الذاتي المحركة للكتل من الممكن أن نعتبرها منفصلة وجميع القوى P تؤثر على المكبس وتكون قوة القصور الذاتي .

$$P = P_g + P_i \quad 16.9$$

ومنحنى جميع القوى $P = f(\varphi)$ مبين فى شكل 12.3_a عند نهاية شوط الانضغاط وبداية شوط الإحتراق Power Stroke وتنخفض قوى القصور الذاتي بسبب تأثير ضغط الغاز على تاج المكبس والقوة P تؤثر على طول محور الإسطوانة شكل 12.6 ويمكن تحليلها إلى مركبتين :

1- القوة الجاذبة العمودية على محور الإسطوانة

$$Q = P \tan \beta \quad 16.10$$

2- والقوة المباشرة على محور عمود التوصيل

$$k = P \frac{1}{\cos \beta} \quad 16.11$$

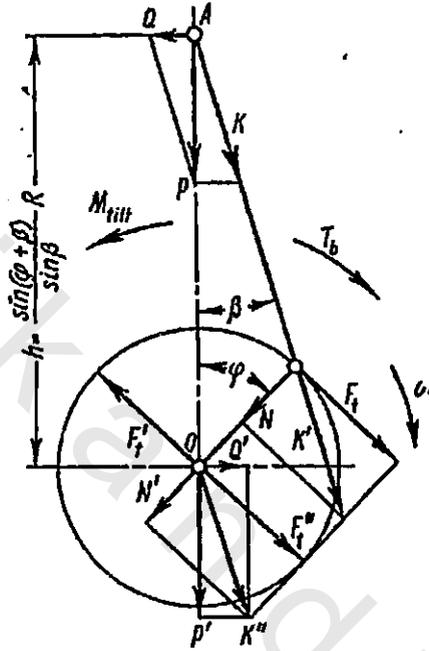


Fig. 16-6. Total forces and moments acting in a crank gear

والقوة K من الممكن أن تنتقل على طول خط الحركة إلى المنتصف لبنز عمود المرفق $K' = K$ وتحلل إلى مركبتين : القوة الطبيعية المباشرة على طول نصف قطر عمود المرفق .

$$N = K \cos (\varphi + \beta) = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad 16.12$$

والقوة لنصف قطر الدائرة .

$$F_t = K \sin (\varphi + \beta) = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \quad 16.13$$

وتنقل القوة الطبيعية N على طول خط الحركة إلى منتصف عمود المرفق مع الإشارة إلى أن $N = N'$ i.e $(N = N')$ والقوة المماسية F_t سوف تنتقل إلى محور عمود المرفق $(F_t = F_t' = F_t'')$

ويكون هناك قوى إزدواجية منقولة الى منتصف العمود ($F_t = F'_t = f_t''$) مع العزم T وتسمى عزوم اللي (F_t and F'_t) .

$$T = F_t R = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} R = P (\sin \varphi + \tan \beta \cos \varphi) R \quad 16.14$$

ولو كانت الزاوية β صغيرة تستبدل $\tan \beta$ بواسطة $\lambda \sin \varphi$.

$$T \cong P (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \varphi) R$$

وربما تجمع القوى N' and F_t'' والمحصلة K'' تساوى القوة K المؤثرة على طول محور ذراع التوصيل وأحمال الكراسى الرئيسية لعمود المرفق . والقوة K'' يتم تحليلها إلى مركبتين Q - عمودية على محور الإسطوانة P' وتؤثر على طول المحور ، والقوى Q' ، Q تشكل عزوم مزدوجة تسمى عزوم الإمالة M_{tilt} وتساوى $Torque$ عزم اللي ولكن فى عكس الإتجاه لهذه الإشارة كما هو مبين فى شكل 6-16 .

$$M_{tilt} = -Q'h = -p \tan \beta h = -p \tan \beta \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta} R = -TR = -T$$

وعزم اللي ينتج من إدارة التروس خلال نقل الحركة ، وعزم الميل مأخوذ من دعائم المحرك ، ومن خلال الأجزاء الثابتة لمجموعة تشغيل عمود المرفق تكون متزنة بواسطة العزوم المؤثرة ، وإتجاهات جميع القوى والعزوم مشروحة فى شكل 6-16 وعلى فرض أنها موجبة . ومع القوى Q ، N and F_t التى تحدد عدد زوايا φ ، وهذه النقاط تستخدم فى المنحنى المرسوم فى شكل 16.3_e والذى يبين كيفية إعتداد هذه القوى على المسافة الزاوية التى يتحركها عمود المرفق ، ومنحنى القوى المماسية شكل 16.3_e يكون عزم لى المنحنى M_t لإسطوانة واحدة ، وتختلف فقط فى الأبعاد لأن $T = F_t R$ ، والجداول الآتية 16-3 ، 16-4 تعطى قيم ثلاثية لمهام مختلفة القيمة للعوامل λ and φ مع إستخدامهم فى حسابات القوى F_t and N .

Table 16-3

VALUES OF EXPRESSION $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ FOR VARIOUS VALUES OF φ AND λ

λ φ°	Sign	$\frac{1}{3.2}$	$\frac{1}{3.4}$	$\frac{1}{3.6}$	$\frac{1}{3.8}$	$\frac{1}{4.0}$	$\frac{1}{4.2}$	Sign	λ φ°
0	+	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	360
10	+	0.227	0.224	0.221	0.219	0.216	0.214	-	350
30	+	0.637	0.629	0.622	0.615	0.609	0.604	-	330
60	+	1.007	0.998	0.990	0.983	0.977	0.971	-	300
80	+	1.041	1.037	1.034	1.031	1.029	1.027	-	280
90	+	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	-	270
100	+	0.929	0.932	0.935	0.938	0.941	0.943	-	260
120	+	0.725	0.734	0.742	0.749	0.755	0.761	-	240
150	+	0.363	0.371	0.379	0.385	0.391	0.396	-	210
170	+	0.120	0.123	0.126	0.129	0.131	0.133	-	190
180	+	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-	180

والقوى التالية المحسوبة تؤثر على عمود المرفق والكراسى الرئيسية لعمود المرفق ، والناتج يكون القوة R_{cp} التى تؤثر على بنز الكبس وتكون موجودة فى الرسم التخطيطى لمجموع القوة K المؤثرة على طول محور نراع التوصيل .

Table 16-4

VALUES OF EXPRESSION $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ FOR VARIOUS VALUES OF φ AND λ

λ φ°	Sign	$\frac{1}{3.2}$	$\frac{1}{3.4}$	$\frac{1}{3.6}$	$\frac{1}{3.8}$	$\frac{1}{4.0}$	$\frac{1}{4.2}$	Sign	λ φ°
0	+	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	+	360
10	+	0.975	0.976	0.976	0.977	0.977	0.978	+	350
30	+	0.787	0.792	0.796	0.800	0.803	0.806	+	330
60	+	0.257	0.272	0.285	0.297	0.307	0.317	+	300
80	-	0.145	0.124	0.106	0.091	0.076	0.064	-	280
90	-	0.329	0.308	0.289	0.273	0.258	0.245	-	270
100	-	0.492	0.472	0.454	0.438	0.424	0.411	-	260
120	-	0.743	0.728	0.715	0.703	0.692	0.682	-	240
150	-	0.945	0.940	0.936	0.932	0.929	0.926	-	210
170	-	0.894	0.894	0.893	0.893	0.892	0.892	-	190
180	-	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	-	180

والقوة الطاردة المركزية المسببة للحركة للدواره لكتلة اجزاء نراع التوصيل.

$$N_{R_{rod}} = -m_{rod.ct} R\omega^2.$$

والرسومات التخطيطية تأخذ شكل رسم بياني قطبي لكمية القوى الموجهة R_{cp} وموجهة خاصة إلى عمود المرفق ، ويفرض أنها غير متحركة ، والرسم البياني القطبي الأول لمنحنى القوة K يرسم بتخطيط المركبتين F_t و N في إحداثيات

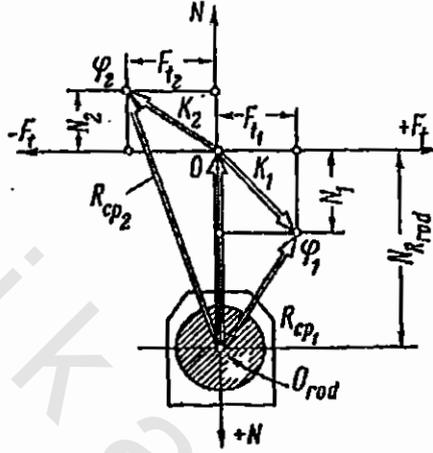


Fig. 16-7. Construction of a polar diagram of the load on the crankpin (the construction of two points φ_1 and φ_2 is shown)

مستطيل قائم الزوايا مصدره النقطة O وشكل 16-7 يبين الزوايا φ مختلفة في شوط عمود المرفق للحصول على النقط المطابقة للموجهة K ، والنقط تمثل φ_1 و φ_2 إلخ .

وتكون موصلة بترتيب حجم الزوايا بواسطة منحنى مبسط ، والذي يكون فيه الرسم البياني القطبي للقوة K عمودية على النقطة O .

وللحصول على منحنى الرسم البياني القطبي والمبين للحمل على بنز عمود المرفق ، والقائم ، سوف ينتقل رأسيا بواسطة مقدار الموجهة $N_{R_{rod}}$ إلى النقطة O_{rod} والنقط φ_1 ، φ_2 وتكون متصلة إلخ .

هكذا يكون الرسم البياني المخطط وفقاً للنقط للحصول عليها خلال 30° لحركة عمود المرفق عند السرعة العالية لمحرك رباعي الأشواط شكل 16.8_a . والإسقاط الرأسى لأى موجهة فى الرسم البياني القطبي تعطى قيمة طبيعية للقوة $R_{cp} = N + N_{R_{rod}}$ وتؤثر على بنز عمود المرفق وفى إتجاه طولى على

وبناءً عليه فإن الوحدة المتوسطة للحمل على محاور عمود المرفق ترجع إلى واحد سنتيمتر مربع لمساحة الإسقاط القطرى .

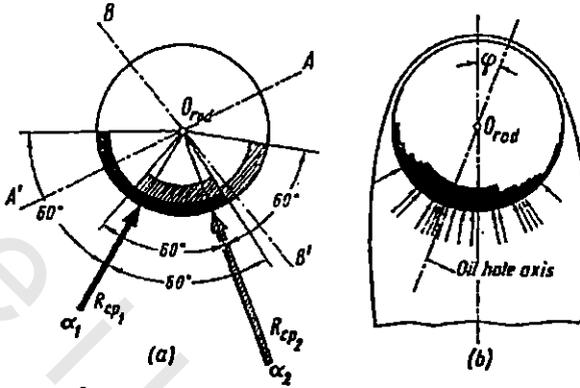


Fig. 16-9. Diagram of crankpin wear:
a—construction; b—final diagram

$$q = \frac{R_{cp.m}}{d_{cp}.w'_{cp}} \quad 16-15$$

حيث أن قطر بنز عمود المرفق يساوى d_{cp} ، w'_{cp} مساحة سطح التشغيل للمحامل الرئيسية لعمود المرفق .

$$Q = \frac{R_{cp.m}}{d_{cp}.w'_{cp}} \quad 15$$

Where d_{cp} = crankpin diameter

w'_{cp} = working width of the shell

ومن الممكن أن يستخدم الرسم البياني القطبى فى تعيين مواضع النقط لدرجة أنه يسمى الرسم البياني لبرى بنز المرفق شكل 16.9 والذي يعطى فكرة عن الحالة الطبيعية للبرى إذا فرضنا أنه يكون مناسباً للقوى المؤثرة على بنز المرفق . والربط الدنرى الذى يعلو يتناسب ويتطابق مع القوة R_{cp} ويرسم داخل الدائرة عند الزاوية 60° وفى إتجاه جميع القوى شكل 16.9_a عند إكتمال البناء المتدرج للمساحة الكلية لهذا التجمع الذى يكون الرسم البياني للبرى شكل 16.9_b . ويبين الرسم البياني لبرى بنز عمود المرفق فى منطقة الحد الأدنى للضغط ويكون بجوار ثقب تغذية زيت التزييت للكرسى ، والنتائج عن القوة R_{cp} والتي تؤثر على عمود المرفق وفى نفس الوقت تعمل على إحناء بنز عمود المرفق .

ومن الممكن أن يوجد في الرسم البياني القطبي لحمل بنز عمود المرفق ولهذا الغرض فإن القوة الطاردة المركزية تساوى.

$N_{cr} = -m_{cr} R\omega^2$ وموزعة في أسفل القائم O_{rod} شكل 16.8_a على طول خط المواجهة والقائم الجديد O_{rod} .
ولذلك فإن الرسم البياني القطبي لنتائج القوة يؤثر على عمود المرفق

$$\vec{R}_{cr} = \vec{R}_{cp} + N_{R_{cr}}$$

والخط CC' مرسوم خلال القائم O_{cr} عند الزاوية φ_0 وبالتوازي مع قطر بنز عمود المرفق ومارًا خلال ثقب زيت التزييت .

والعمودين المرسومين CC' يتماسى في نهاية النقط φ_1 ، φ_2 وفي الرسم البياني القطبي تقطع إلى قطعتين D و E O_{rod} على هذا الخط والزاويا φ_1 و φ_2 في شوط عمود المرفق تبين هذه المقاطع الحد الأدنى والحد الأقصى لمقياس القوة $(R_{cr\varphi_0})_{max}$ و $(R_{cr\varphi_0})_{min}$ نتيجة القوى $R_{cr\varphi_1}$ and $R_{cr\varphi_2}$ على الخط CC' والتي تكون متساوية شكل 16.8_c مع

$$(R_{cr\varphi_0})_{max} = N_{\varphi_1} \cos \varphi_0 + F_{t\varphi_1} \sin \varphi_0$$

$$min = N_{\varphi_2} \cos \varphi_0 + F_{t\varphi_2} \sin \varphi_0 \quad)R_{cr\varphi_0} ($$

$$(R_{cr\varphi_0})_{max} \text{ and } (R_{cr\varphi_0})_{min}$$

والقيم من الممكن أن تستخدم في تشخيص إحناء بنز عمود المرفق .

وننتج القوة R_{mj} والتي تكون مؤثرة على طول البنز الرئيسي لكرسى تحميل عمود المرفق بواسطة المجموعة الموجهة للقوى المنقولة من الركبتين المتجاورفي شكل 10-16 ، وكل ركبتين من المرفق تنقل نصف القوة R_{cp} وتؤثر على بنز عمود المرفق ، والنصف الآخر للقوة الطاردة المركزية $N_{R_{cr}}$ إذن .

$$\vec{R}_{mj} = 0.5\vec{R}_{cp} + 0.5\vec{N}_{R_{cr}} + 0.5\vec{R}_{cp} + 0.5\vec{N}_{R_{cr}} = 0.5(\vec{R}_{cr} + \vec{R}_{cr}) \quad 16.16$$

والرسم البياني للقوة R_{mj} من الممكن أن يخطر رسم بياني يساعده رسم بيانيين قطبين للحمل على بنز المرفق .

أحدهما للشمال مع الإعتبار أنه لركبة واحدة والأخرى لركبة أخرى ، والرسم البياني لكل عمودين يتطابقان كما هو مبين بشكل 10-16 والموجهات للرسمين البيانيين تؤثر لحظيًا على ركب عمود المرفق وتجمع لكل ركبتين معا ويؤخذ في الإعتبار تتابع الحريق لكل إسطوانة . وكل النتائج التي نحصل عليها للموجهات

تكون متساوية بتأثير قوتين فعاليتين على الكراسى الرئيسية عند كل زاوية لشوط عمود المرفق ، وإتصال النهايات للموجهات $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ بواسطة المنحنى البسيط الموجود فى الرسم البيانى القطبى للقوى المنقولة بواسطة كراسى التحميل الرئيسى .

الرسم البيانى القطبى للحمل على المحمل الرئيسى يستحث بواسطة رد الفعل الكرسى ونحصل عليه بالدوران الكامل للمنحنى المصور فى شكل 16-10 من خلال 180° وعلاقتها بالعمود الغير متحرك ، والرسم البيانى يستخدم لتعيين مواقع منحنيات التآكل .

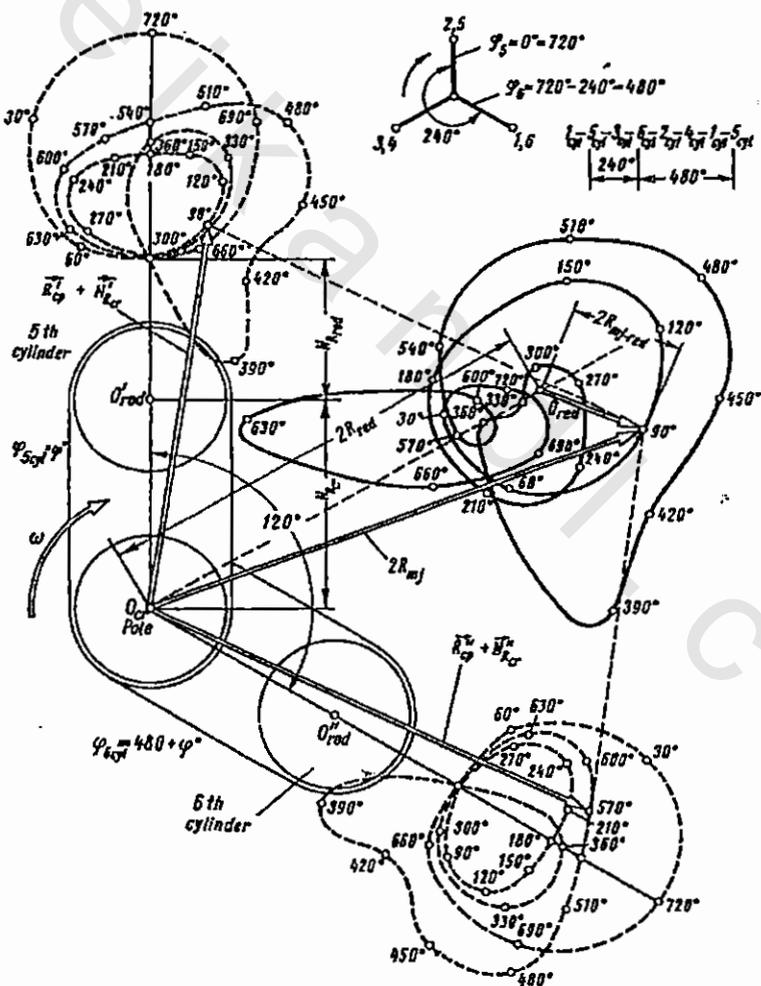


Fig. 16-10. Plotting the polar diagram of the force exerted by the sixth main journal on the bearing in a single-row six-cylinder four-stroke carburettor engine with the firing order 1-5-3-6-2-4

ومنحنى العزم الكامل لعدد من إسطوانات المحرك $T = f(\varphi)$ يكون تعيينه هو مجموع مواقع النقط للمنحنى التخطيطى لعزم اللى T لإسطوانات منفصلة. والمنحنيات للإسطوانات المنفصلة يكون لها إزاحة من إسطوانة لأخرى بواسطة الزاوية θ ومطابقة للفواصل بين أشواط القدرة $\theta = \frac{720^\circ}{i}$ حيث أن i عدد إسطوانات المحرك ، وللمحركات ثنائية الأشواط

$$\theta = \frac{360^\circ}{i}$$

وعزم الدوران الكلى يتغير دورياً مع مدة دورة θ ، وشكل 11-16 الذى يبين إنشاء قطاع لمنحنى عزم الدوران الكلى ΣT ويتطابقان مع الزاوية θ لمحرك رباعى الأشواط ، ومنحنى عزم الدوران لإسطوانة مأخوذ من الشكل 16.3_e . وعزم الدوران المتوسط الكلى للمحرك يكون كالاتى .

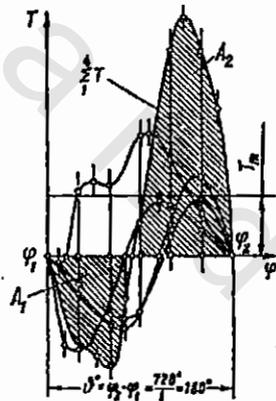


Fig. 16-11. Plotting the total torque for a four-cylinder engine

$$T_m = \frac{1}{\theta} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Sigma T d\varphi = \frac{A_2 - A_1}{\theta} \quad \text{إن } A_1 \text{ and } A_2 \text{ هي}$$

المساحات الموجبة والسالبة للرسم البيانى .

وعند تعيين مواقع النقط للرسم البيانى لعزم لى المحرك لا يؤخذ فى الحسبان قوة الإحتكاك والقدرة المفقودة فى إدارة الآلات المساعدة ، وعزم الدوران الحقيقى المؤثر الفرملى (*brake*) T_b المستلم من عمود المرفق ويكون أقل من عزم الدوران المتوسط الكلى وللحصول عليه $T_b = T_m \eta_{mech}$ حيث أن الكفاءة الميكانيكية η_{mech} .

وعزم اللي T_m هو عزم اللي البياني المتوسط للمحرك . وهو متغير فى النسب لشغل غازات العادم فى كل دورة حيث أن شغل قوى القصور الذاتى خلال كل دورة للمحرك يكون مساويا للصفر . وتحليل إجهادات اللي لعمود المرفق فإنه من الضرورى معرفة التغيير فى عزوم اللي ويسمى باللى الظاهرى لأى من المحامل الرئيسية . ولهذا الغرض فإنه من الضرورى أن نجد مجموع عزوم اللي لكل إسطوانة على حده ابتداء من أول ركبة وآخر ركبة من عمود المرفق للوصول للكرسى الرئيسى تحت كل الإعتبرات . وهذا المجموع يسمى عزم اللي المؤدى للمحمل الرئيسى . وعزوم اللي سوف تجمع مع نظام الإشتعال للإسطوانات مع مراعات الإزاحة الزاويه المجمعة والمطابقة مع الزوايا التى تكون فيها الركب مرتبة . عزم اللي المتغير يعتمد على زاوية شوط الركبة لكل من المحامل الرئيسية ويكون مميز بواسطة المنحنى الذى يكون باستطاعته الحصول على مجموع الرسم البينى لمنحنيات عزم اللي التى تتوافق مع الإسطوانات مع مراعات حالات البيان السابقة .

16- إتران المحرك مع عدم إنتظام لفات عمود المرفق

Engine Blancing and Non – Uniform Crankshaft Rotation

16.2a- إتران المحرك : Engine Balancing

يقال أن المحرك متزن لو أن القوى الواقعة عليه ثابتة فى المقدار والإتجاه ومنقولة فى إتجاه دعائم المحرك من خلال حالات تشغيل متزنة . وعند عدم إتران المحرك يستمر تغيير الضغط على دعائم المحرك ويسببذبذبة الهيكل السفلى وفى هذه الحالة تؤدي الذبذبة إلى حل صواميل الرباط بين فرش المحرك وكتلة الإسطوانات مع زيادة الحمل على بعض الأجزاء ، وزيادة البرى وتأثيرات خارجية أخرى .

والسبب الأول : لعدم إتران المحرك الترددى هى قوى القصور الذاتى للكتل المتحركة P_1 وتتغير فى فترات معينة فى المقدار والإتجاه ، والقوة الطاردة المركزية لدوران الكتل N_R التى تكون إتجاهاتها متغير باستمرار . وفى المحرك متعدد الإسطوانات فإن عدم إتران القوى التوافقية P_1 ، N_R لكل إسطوانة على حده ربما تكون نتيجتها عدم إتران القوى الحرة لقوى القصور الذاتى والعزوم المتناظرة .

والسبب الثاني : يكون عزم اللي المتغير ΣT وعزم الميل $M tilt$ المؤثر على القواعد تكون متساوية وفي عكس عزم اللي ، وعزم اللي الكلى يكون دورى لشوط زوايا عمود المرفق . ولهذا السبب فإن عدد الإسطوانات الكبير والفواصل المتساوية بين أشواط القدرة سوف تكفل أقل تغيير ممكن فى ردود أفعال القواعد والإنتظام الكبير فى عزم اللي الكلى .

والمحرك الترددى لا يمكن أن يكون متزنًا كاملاً لعدم إنتظام قوى عزم اللي الذى يتغير دورياً بسبب الحمل على القواعد . ولذلك فإن إتزان المحرك عادة ما يكون مكفول بدرجة الإحتمال والإتزان بواسطة التصميم المناسب .
وفى الحياة العملية فإن المحرك يكون متزن بواسطة إختيار أرقام صحيحة للإسطوانات بترتيب متناسق ومركبة على عمود المرفق مع إستخدام كتل التوازن وعادة ما تكون درجة الإتزان مقدره بناءً على قوى القصور الذاتى الإبتدائية والثانوية وعزومها .

ويمكن الحصول على الإتزان بواسطة التصميم والعناصر المنفصلة للمحرك التى تصنع بدقة ومتطابقة بتفاوت مسموحة فى الكتل والمقاسات وهذه التفاوتات المسموحة تكون ثابتة بسبب الحالات الآتية :

- 1- تساوى الكتل لمجموعة المكابس .
- 2- تساوى الكتل المتشابهة لمركز الثقل لأذرع التوصيل .
- 3- الإتزان الإستاتيكى والديناميكي لعمود المرفق بسبب مساواة دوران عمود المرفق وتمائل عمليات التشغيل لكل إسطوانة على حدة ، وقوى القصور الذاتى للأجزاء الدوارة لمجموعة تشغيل عمود المرفق تكون متزنة بواسطة ترتيب ركب وأثقال التوازن كما أنها تسبب الحالتين الآتيتين :
a - الزام مركز ثقل عمود المرفق للدوران حول محوره .
b - مجموع عزوم قوى الطرد المركزى وقوى القصور الذاتى للكتل الدوارة والمترددة تكون مساوية للصفر وخاصة عند أى نقطة على محور عمود المرفق وفى المحركات $V type$ تكون نتائج التطابق للإتزان الإستاتيكي فى حالته الأولى صغيرة ، وهذه الحالة من الإتزان توضح تحليلاً فى محصلة قوى الطرد المركزى .

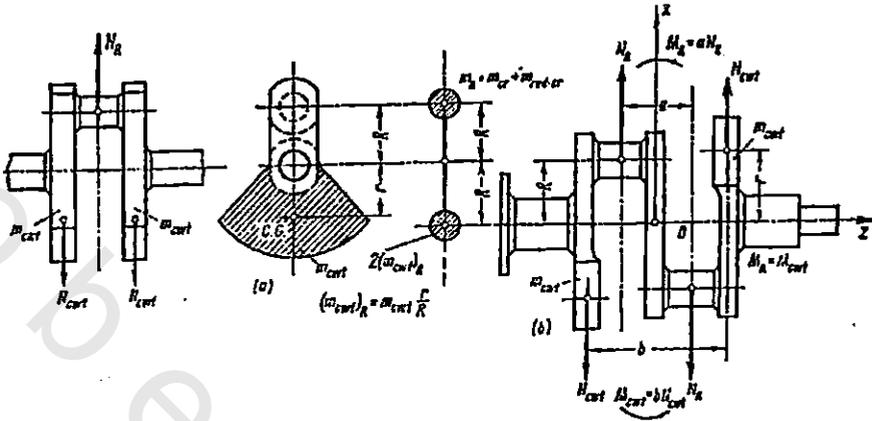


Figure 16-12 Balancing of Crankshafts: a- single crank ; b- double crank

لقوى القصور الذاتي لتساويها بالصفر .
ولتحقيق الحالة الثانية - عند مراقبة الحالة الأولى - تشمل أيضا الإتزان الديناميكي والتي تكون متطابقة لدوران عمود المرفق عند دوران المحرك .
وبالتالي تكون محصلة العزوم لقوى الطرد المركزي والقصور الذاتي مساوية للصفر .

عمود المرفق ذات الركبة الواحدة :

وفيه تكون مجموع قوى الطرد المركزي ثابتة بواسطة تركيب كتلتين من أفعال التوازن متساويتين وتعمل بعكس القوة الطاردة المركزية N_R شكل 16.12_a .

$$2N_{cwt} = N_R \text{ or } 2m_{cwt}r\omega^2 = m_R R\omega^2$$

$$m_{cwt} = \frac{1}{2} \frac{R}{r} m_R$$

∴ كتلة أفعال التوازن

وفي حالة ركبتين لعمود المرفق :

فإن العزم الذي ينشأ بواسطة قوة الطرد المركزي لكتلتى أفعال التوازن سوف تكون متزنة مع العزم المتولد بواسطة قوة الطرد المركزي الظاهري عند دوران الركبتين شكل 16-12 b .

$$\therefore N_{cwt}b = N_R a \text{ or } m_{cwt}r\omega^2 b = m_R R\omega^2 a$$

$$m_{cwt} = \frac{a R}{b r} m_R .$$

عدد من الركب المتشابهة لإسطوانات متعددة .

عمود المرفق متعدد الركب المتشابهة للمحركات المتعدد الإسطوانات عادة ما تكون متزنة بدون استخدام أثقال توازن ، ومع ذلك في أكثر الأحيان تعمل على تخفيض عزوم الإنحناء لعمود المرفق والتخفيف على المحاور الرئيسية فضلاً عن توزيع ضغط أثقال التوازن لتعطي زيادة منتظمة على مدار المحاور الرئيسية . عندما تكون أثقال التوازن ثابتة باستمرار في الأفخاذ لكل ركبة شكل 12-16 فإن القائم O_{cr} في الرسم البياني القطبي تحت الحمل على المحاور الرئيسية شكل 13-16 سوف يرحل للنقطة O_{cwt} على طول الزاوية بين الركبتين وفي اتجاه رأس الزاوية بالقيمة .

ولو ان التخطيط كان مناسباً لمقياس الرسوم البيانية القطبية لبنوز عمود المرفق فإن المتجهة ، $2R_{cwt}$ سوف تطرح من المتجهة R_{cwt} .

أعمدة المرفق متعدد الركب الغير متشابهة :
من الممكن أن تكون متزنة ديناميكياً فقط وذلك بمساعدة أثقال التوازن . فإذا كانت أثقال التوازن غير منتظمة باستمرار على الأفخاذ لسبب أو لآخر فإن العزوم الطولية M_R تكون متزنة بسبب تركيب القليل من أثقال التوازن كما أن هذه العزوم المتزنة $M_{cwt} = M_R$ تكون في مسطح واحد مع العزم الطولى .

المحرك ذو إسطوانة واحدة :

في مثل هذا المحركات يكون مجموع قوى الطرد المركزي متزنة بواسطة أفخاذ الركب بدلا من إضافة أثقال التوازن وقوى القصور الذاتي الابتدائية P_{II} والثانوية P_{III} من الممكن أن تكون متزنة مع إضافة أثقال التوازن شكل 14-16 . وإتزان قوة القصور الذاتي مع أثقال التوازن تكون متصلة بإثنين من الأعمدة A, A' في مسطح يمر خلال محاور الإسطوانة ومحور عمود المرفق ، والأعمدة A, A' تكون متوازية لمحور عمود المرفق ومتشابهة على كلا الجانبين لصندوق المرفق ، ويدوران في عكس الإتجاه وبسرعة عمود المرفق وأثقال الإتزان مركبة كما في الشكل خلال دوران الزاوية φ مع الزاويتين القائمتين المتساويتين في شوط ركبة عمود المرفق ، والمكونات الأفقية لقوى الطرد المركزي وقوى القصور الذاتي لأثقال التوازن تكون متساوية في المقدار ومضادة في الإتجاه وبذلك تكون متبادلة في إتزان الطرفين . والمحصلة الرأسية لمكونات قوى الطرد

المركزي لأثقال التوازن تكون على محور الإسطوانة مباشرة وتكون في الإتجاه المعاكس لقوى القصور الذاتي وهذه المحصلة كالآتى :

$$2(R_{cwtl})_x = 2N_{cwtl} \cos \varphi = 2m_{cwtl} r_l \omega^2 \cos \varphi$$

وإذا كانت الكتلة لكل ثقل من أثقال التوازن مختارة من الحالة لآتية

$$2m_{cwt} r_l = m_i R. \quad \text{that is, } m_{cwt} = \frac{1}{2} \frac{R}{r_l} m_i$$

∴ محصلة المكونات الرأسية لقوى الطرد المركزي بإضافة كتل

التوازن سوف تتزن معها قوة القصور الذاتي الابتدائية P_{II} .

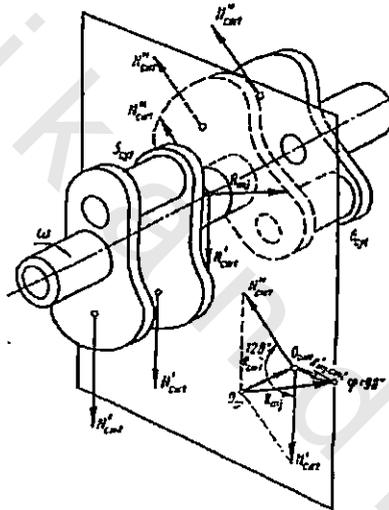


Fig. 16-13 Balancing the forces inertia in a single cylinder engine by means of a system of counterweight rotating in the plane of crankpin rotation

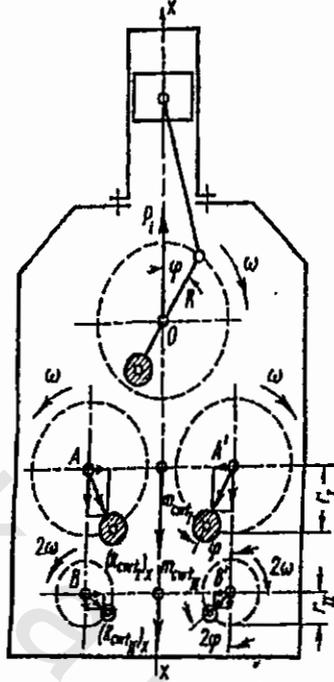


Fig. 16-14 Relieving the main journal of crankshaft by installing counterweights

قوة القصور الذاتي الثانوية P_{III} تكون متزنة بواسطة أثقال التوازن المركبة على العمودين الآخرين B ، B' ، وتكون متساوية ومرتبطة في الأعمدة المتشابهة سابقاً . ولكن تدار عند سرعتين لعمود المرفق . وشكل دوران أثقال التوازن للزاوية 2φ تتساوى مع ضعف الزاويتين لمسافة شوط ركبة عمود المرفق . والمكونات الأفقية لقوى الطرد المركزي وقوة القصور الذاتي لأثقال التوازن تكون بإتزان متبادل ، والمحصلة الرئيسية تكون كالآتي .

$$2 (R_{cwtII})_x = 2 N_{cwtII} \cos 2\varphi = 2 m_{cwtII} r_{II} (2\omega)^2 \cos 2\varphi$$
 وتكون قوة القصور الذاتي الثانوية متزنة لو أن كل أثقال التوازن مختارة في هذه الحالة .

$$2 m_{cwtII} r_{II} (2\omega)^2 = m_i \lambda R \omega^2 , \text{ that is , } m_{cwtII} = \frac{1}{8} \lambda \frac{R}{r_{II}} m_i$$

وهكذا فإن إتزان المحركات أحادية الإسطوانة مصممة فقط للإختبار وللوقوف بقصد الأبحاث . ومعظم المحركات من هذا النوع المركب عليه أثقال توازن

ويكتل كبيرة $(m_{cwt} + \Delta m)_{cwt}$ تكون مركبة باستمرار على أفخاذ الركب .

ويسمى هذا بإتزان مفرط ومن الممكن أن يعمل على تخفيض المقدار المطلق للمركبة الرأسية الغير متزنة لقوة القصور الذاتي الابتدائية (مع التزامن في نفس الوقت عدم إتزان أفقى لمكونات أفعال التوازن للقوة الطاردة المركزية) .

محرك ذو إسطوانتين على خط واحد :

أعمدة المرفق لهذا المحرك شكل 16.15_a تكون على زاوية 180° بين الركبتين و متزن بواسطة أفعال التوازن .

$$P_{i11} = Z \cos \varphi .$$

$$P_{i12} = Z \cos (180^\circ + \varphi) = - Z \cos \varphi .$$

$$\text{wher } Z = - m_f R \omega^2 .$$

وهم على شكل إزواج غير متزن ، وعلى الرغم من العزم

$$M_{ii} = aZ \cos \varphi$$

وقوى القصور الذاتي الابتدائية والثانوية للإسطوانتين تبين بالمعادلة الآتية .

$$P_{i111} = \lambda Z \cos 2\varphi ; P_{i112} = \lambda Z \cos 2 (180^\circ + \varphi) = \lambda Z \cos^2 \varphi .$$

تكون متساوية ومتماثلة في الإتجاه ، والمحصلة تكون الآتى .

$$\Sigma P_{i11} = 2\lambda Z \cos 2\varphi$$

$$M_{i11} = 0$$

إسطوانتين معكوستين لمحرك رباعى الأشواط :

وهذا المحرك من النوع الأفقى ويعمل بركبتين لعمود المرفق وبزاوية بينهما 180° و متزن بواسطة أفعال التوازن شكل 16.15_b . وقوى القصور الذاتي الابتدائية والثانوية للإسطوانة الأولى تساوى الإسطوانة الثانية ولكن فى عكس الإتجاه وتكون محصلتها صفر .

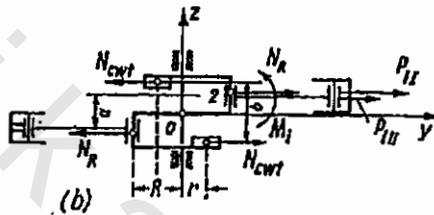
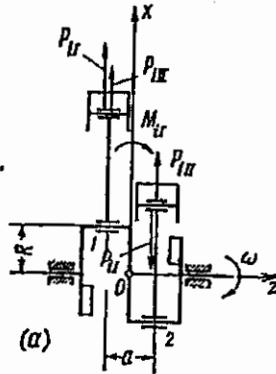


Fig. 16-15 Two cylinder engine s: a- in-line ; b – with opposed horizontal cylinders

لأن محاور الإسطوانات في هذه الحالة متوازية . والشكل الإزدواجي للقوى يؤثر في مسطح محور الإسطوانة وتكون غير متزنة كما في المعادلة التالية

$$M_i = M_{iI} + M_{iII} = aZ (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

محرك ذو أربعة إسطوانات رباعي الإشواط على خط واحد .

في هذه الحالة يكون ترتيب التركيب الخاصة به على زاوية 180° شكل .

16.16 ويكون عمود المرفق متزن بمعنى . $N_R = 0$ and $M_R = 0$

وتكون قوة القصور الذاتي الابتدائية للإسطوانة الأولى والرابعة .

$$P_{iI} = Z \cos \varphi . \text{ والإسطوانتين الثانية والثالثة .}$$

$$P_{iII} = Z \cos (180^\circ + \varphi) = -Z \cos \varphi$$

وبذلك فإن المحصلة تكون $\sum P_{iI} = 0$ والقوى تكون متماثلة وخاصة عند

منتصف عمود المرفق . $M_{iI} = 0$.

وقوة القصور الذاتي الابتدائية للإسطوانة الأولى والرابعة تكون كالآتي .

$$P_{iII} = \lambda z \cos 2\varphi$$

والإسطوانة الثانية والثالثة .
 $P_{III} = \lambda z \cos 2(180^\circ + \varphi) = \lambda z \cos^2 \varphi$
 متساوية ودائماً متماثلة فى الإتجاه وتكون النتيجة .
 $\Sigma P_{III} = 4\lambda z \cos 2\varphi$

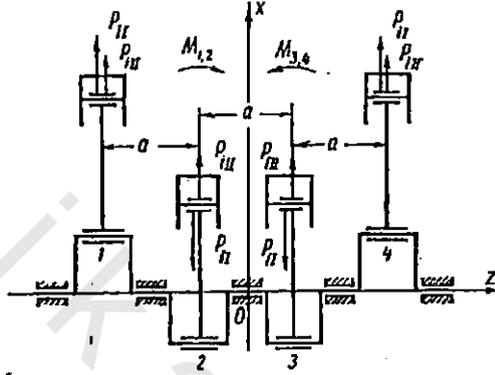


Fig. 16-16 in - line four cylinder four stroke engine

محرك ذو ست إسطوانات رباعى الإشواط على خط واحد .

الزاوية بين ركب هذا المحرك 120° شكل 16-17 ويكون عمود المرفق متزن
 بمعنى $NR = 0$ and $MR = 0$ وقوى القصور الذاتى الإبتدائية والثانية
 للإسطوانة الأولى والسادسة تكون كالاتى .

$$P_{II} = Z \cos \varphi ; \quad P_{III} = \lambda Z \cos \varphi .$$

وللإسطوانة الثانية والخامسة الآتى .

$$P_{II} = Z \cos \varphi (240^\circ + \varphi) ; \quad P_{III} = \lambda Z \cos 2(240^\circ + \varphi)$$

والإسطوانة الثالثة والرابعة تكون كالاتى .

$$P_{II} = Z \cos (120^\circ + \varphi) ; \quad P_{III} = \lambda Z \cos 2(120^\circ + \varphi)$$

وتكون محصلة قوى القصور الذاتى لكل الإسطوانات الآتى .

$$\Sigma P_{II} = 2 Z [\cos \varphi + \cos(240^\circ + \varphi) + \cos(120^\circ + \varphi)] = 0$$

وبالمثل فإن محصلة قوة القصور الذاتى الثانوية تكون $\Sigma P_{III} = 0$ وعند
 تصميم عمود المرفق توضع المرآه بعد ثلاث ركب ونحصل على الثلاث ركب
 الآخر . وقوى القصور الذاتى لا ينتج عنها عزم إتزان للعزوم الطولية بمعنى .

$$M_{II} = 0 \text{ and } M_{III} = 0$$

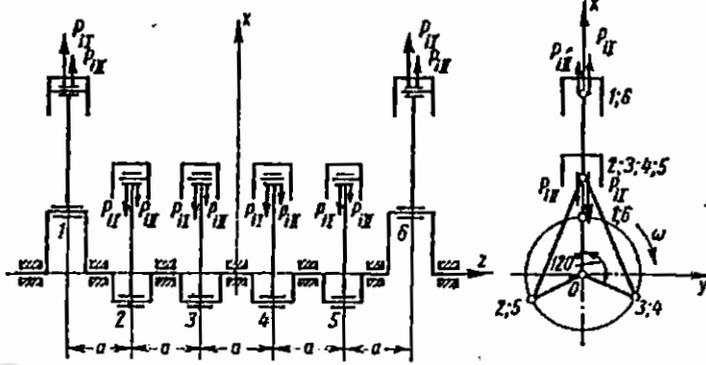


Fig. 16.17 in-line six cylinder four-stroke engine

محرك V type ذو إسطوانتين والزوايا بين البنكين 90° :
 يوجد لكل بنز من بنوز عمود المرفق للنهاية الكبرى إثنين من أذرع التوصيل
 لإسطوانات متقابلة شكل 12-18 وتكون متصلة بالأجزاء الدوارة المسببة للقوة
 الطاردة المركزية المتزنة .

$$N_R = m_R R \omega f .$$

بواسطة عزوم أفعال التوازن والمركبة على أفخاذ الربك . وقوة القصور الذاتي
 الابتدائية تكون للإسطوانة الأولى . $P_{i1} = Z \cos \varphi$ وللإسطوانة الثانية .

$$P_{i2} = Z \cos (\varphi - 90^\circ) = Z \sin \varphi$$

وهذه القوى تكون خط عمودي مشترك وبذلك تكون محصلتها .

$$R_{i1} = \sqrt{(P_{i1})^2 + (P_{i2})^2} = Z = m_i R \omega^2$$

والزاوية بين المحصلة ومحور الإسطوانة الآتى .

$$\psi = \arctan \frac{P_{i2}}{P_{i1}} = \varphi$$

قوة القصور الذاتي الابتدائية تكون ثابتة المقدار ودائما يكون إتجاهها على طول
 نصف قطر عمود المرفق . وتكون متزنة بوضوح بواسطة زيادة كتل أفعال التوازن
 المركبة على أفخاذ الربك وأيضا إتزان قوى الطرد المركزي للأجزاء الدوارة .
 قيمة الكتل المضافة لكل ثقل من الممكن أن تكون موجودة فى المعادلة .

$$2 \Delta m_{cwt} r \omega^2 = m_i R \omega^2 .$$

$$\Delta m_{cwt} = \frac{1}{2} \frac{R}{r} m_t .$$

حيث أن

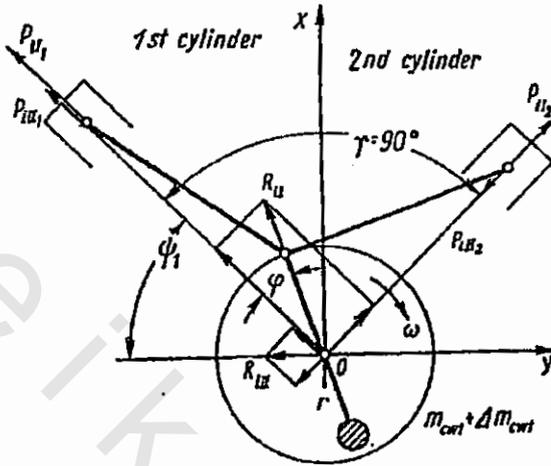


Fig . 16-18 Two cylinder V engine with an angle of between the cylinders

وقوة القصور الذاتي الثانوية تكون للإسطوانة الأولى .

$$P_{III1} = \lambda Z \cos 2 \varphi .$$

وللإسطوانة الثانية .

$$P_{III2} = \lambda Z \cos 2 (\varphi - 90^\circ) = - \lambda Z \cos 2 \varphi .$$

ومحصلة القوى الثانوية تكون الآتى .

$$R_{III} = \sqrt{(P_{III1})^2 + (P_{III2})^2} = \sqrt{2} \lambda Z \cos 2 \varphi .$$

والزاوية المحصورة بين محصلة قوى القصور الذاتي الثانوية ومحور الإسطوانة الأولى من الممكن الحصول عليها من المعادلة الآتية .

$$\tan \psi_1 = \frac{P_{III2}}{P_{III1}} = - 1 .$$

$$\psi = - 45^\circ \text{ or } 135^\circ$$

حيث أن

ولذلك فإن محصلة قوى القصور الذاتي الثانوية .

$$R_{III} = \sqrt{2} \lambda Z \cos 2 \varphi$$

وتكون غير متزنة ، وتتغير حسب قانون الحركة التوافقية البسيطة وتؤثر على طول محور O_y بمعنى فى الإتجاه الأفقى .

وعندما تكون الزاوية بين الإسطوانات والأخرى أكثر من 90° تكون المعادلات لقوى القصور الذاتي أكثر من معقدة .

المحرك **V type ذو الثماني** إسطوانات والزاوية بين البنكين 90° :
 وفي هذا المحرك شكل 12.19_a and b . يكون عمود المرفق غير متماثل و ترتيب ركب عمود المرفق كل ركبتين فى مستوى عمودى مشترك . وهذه المحركات مكونة من أربعة إسطوانات لكل بنك من البنكين والتي تكون الزاوية بينهما 90° .

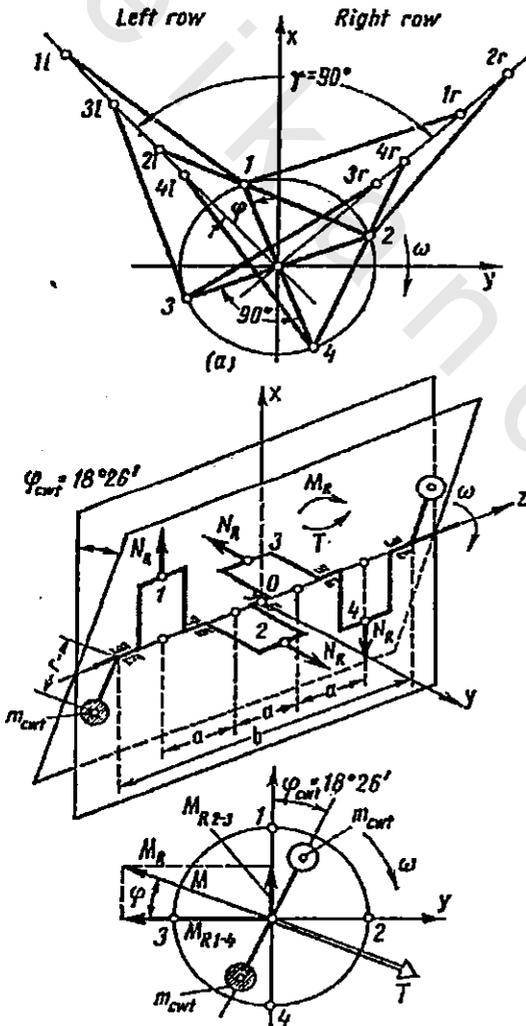


Fig. 16.19 Eight-cylinder four stroke V-engine with an angle of 90° Between the cylinder rows: a-engine diagram ; b - balancing the longitudinal moment with two counterweights ; c- finding the resultant vectors .

وتكون محصلة الأربعة قوى N_R تساوى صفر ، ويوجد عزم طولى M_R نتيجة عدم التشابه فى عمود المرفق ، ومن الممكن أن يحدد هذا العزم بأخذ عزوم القوى حول منتصف عمود المرفق 0 . ونتيجة العزم الكلى للقوى الواقعة على ركب الإسطوانات الأولى والرابعة تأثر فى المسطح لهذه الركب وتساوى N_R ، ونتيجة العزم الكلى للقوى الواقعة على ركب الإسطوانات الثانية والثالثة فى مسطح الزوايا القائمة للإسطوانة الأولى تكون مساوية aN_R ومحصلة العزوم شكل 19-12 من الممكن أن نحصل عليها من مجموع الموجهات لهذه العزوم .

$$M_R = \sqrt{(3_a N_R)^2 + (aN_R)^2} = \sqrt{10} aN_R$$

وتأثير المسطح لمحصلة العزم يحسب بواسطة الزاوية φ_{cwt} والتي يكون مسطحها مع مسطح أول ركبة .

$$\tan \varphi_{cwt} = \frac{aN_R}{3aN_R} = \frac{1}{3} \text{ and } \varphi_{cwt} = 18^\circ 26' .$$

وهذه العزوم تكون متزنة بواسطة ائقال التوازن المركبة على كل ركبة أو بواسطة إثنين من الأثقال فى نهايات عمود المرفق وتؤثر فى مسطح العزوم . وفى الحالة الأخيرة تحسب كتلة كل ثقل من العزوم المتزنة كالاتى .

$$m_{cwt} r\omega^2 b = \sqrt{10} aN_R .$$

حيث أن $m_{cwt} = \sqrt{10} \frac{a}{b} \frac{N_R}{r\omega^2} = \sqrt{10} \frac{a}{b} \frac{R}{r} (m_R + m_i)$ وفى هذه الحالة فإن محصلات قوى القصور الذاتى الثانوية لكل زوجين من الإسطوانات تكون متساوية .

$\sqrt{2} \lambda Z \cos 2 \varphi$ for the first crank .

$\sqrt{2} \lambda Z \cos 2 (90^\circ + \varphi) = -\sqrt{2} \lambda Z \cos 2\varphi$ for the second crank .

$\sqrt{2} \lambda Z \cos 2 (270^\circ + \varphi) = \sqrt{2} \lambda Z \cos 2\varphi$ for the third crank .

$\sqrt{2} \lambda Z \cos 2 (180^\circ + \varphi) = -\sqrt{2} \lambda Z \cos 2\varphi$ for the fourth crank .

وهذه المحصلات يكون وضعها على المسطح الأفقى متساوية فى المقدار ومعكوسة فى الإشارة لكل زوجين من الركب .
ولهذا السبب تكون المحصلة مساوية للصفر $R_{III} = 0$ وتكون محصلة العزوم M_{III} مساوية للصفر .

محرك V type رباعى الأشواط ذو اثنتى عشر إسطوانة موزعين على بنكين كل بنك ست إسطوانات .

هذا المحرك مكون من مجموعتين من ست إسطوانات كل مجموعة على خط واحد ويحتوى عمود المرفق على عدد ست ركب ولكل ركة مركب عليها النهايات الكبرى لخراطين توصيل وفى هذه الحالة تكون قوى القصور الذاتى الابتدائية والثانوية عزومهما متزنة ، ولذلك فإن الفواصل البينية لزوايا أشواط القدرة لكل الإسطوانات منفصلة ، والزوايا بين البنكين تكون أحياناً مضاعفة للزاوية 60° وأحياناً 60° وعلى الرغم من أن عزم اللى متماثل قليلاً ولكنه يهمل ، وهنا يتساوى الشوط الفعال للإسطوانات المختلفة .

16.3- دوران عمود المرفق غير منتظم Non - uniformty crank shaft rotation

الحركة الديناميكية وإتزان المحرك تم شرحه سابقاً بواسطة علم الحركة الساكنة kinetostics وعلى فرض أن عمود المرفق يدور بسرعة زاوية ثابتة $\omega = \text{cons}$ وتكون قوى القصور الذاتى و مجموعة تشغيل عمود المرفق متماثلة فى الشغل الحقيقى وحتى لو كان عمل المحرك منتظم فإن السرعة الزاوية لعمود المرفق لا تبقى ثابتة مطلقاً ولكن تتغير عند فواصل بينية منتظمة $\omega = f(t)$ ، والسبب الرئيسى لهذا يكون عزم اللى غير منتظم كما ذكر من قبل وذلك نتيجة الدورة الطبيعية لعملية التشغيل وخاصة حركة مجموعة تشغيل عمود المرفق .
والعزم المتوسط الثابت للمقاومة - الحمل الثابت المقيد - عزم اللى الغير منتظم كل هذا ينتج عنه ذبذبات لى غير منتظمة تكون غير مرغوب فيها وربما معرقله للتشغيل الطبيعى للمحرك ، ودرجة الإنتظام فى التغيير للعزم الكلى للمحرك عادة ما تقدر بواسطة كفاءة عزم اللى الغير منتطابق .

$$\tau = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_m}$$

16 - 17

حيث أن T_{max} ، T_{min} القيم الأدنى والأقصى لعزم اللي البياني ، و T_m هو عزم اللي المتوسط والكفاءة للمحرك تتغير عندما يتغير التشغيل . وعزم اللي الغير مطابق ينخفض مع زيادة عدد الإسطوانات شكل 16-20 .

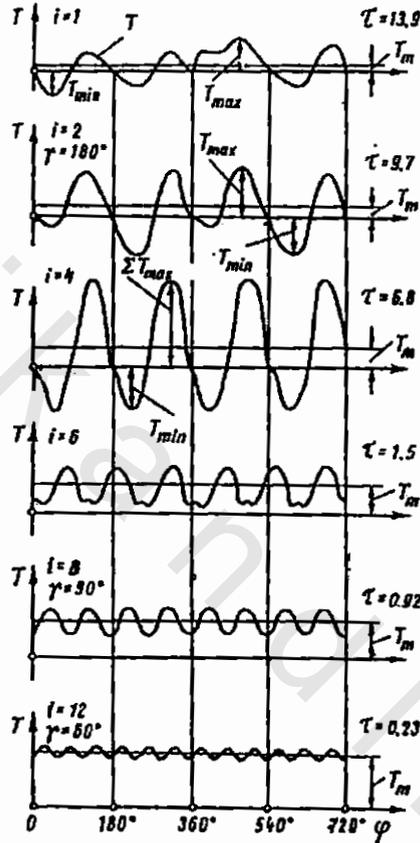


Fig. 16-20 Total torques for engines with a different number of cylinders

إنخفاض كفاءة عزم اللي الغير منتظم :
 في لحظة يكون عزم المحرك متزن بواسطة عزم المقاومة المطبق على عمود المرفق والعزم المماس لقوى القصور الذاتي للأجزاء المتحركة وتنخفض للكتل المتساوية عند الإدارة حول المركز كالاتي .

$$-I_{tot} \frac{d\omega}{dt} - M_{res} + T = 0$$

16-18

حيث أن M_{res} عزم قوى المقاومة وعزوم قوى الإحتكاك للمحرك وعزم اللي المستخدم فى إدارة الآلات المساعدة .

حيث I_{tot} هو عزم القصور الذاتى لجميع الكتل لمحور عمود المرفق .

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon ,$$

تساوى العجلة الزاوية لعמוד المرفق .

ولوساعدنا التعبير فإن عزم قوى المقاومة والتي تشتمل على المقودات الداخلية تعتبر ثابتة ومتساوية مع متوسط عزم اللي المتوسط .

والتغيير فى العزوم المنخفضة لقوى القصور الذاتى I_0 تكون مهملة .

ولذا فإن الإختلاف فى سرعة عمود المرفق يكون نتيجة للإنتحاف اللحظى لقيم

ΣT من القيم المتوسطة T_m .

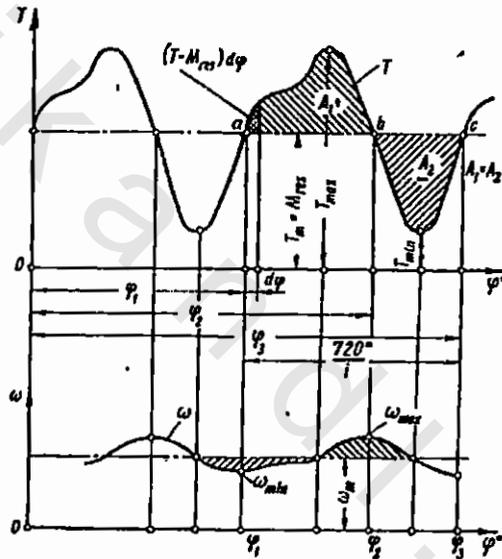


Fig. 16-21 changes in torque and angular velocity of crankshaft with steady engine duty

وشكل 16-21 يوصف منحنى عزم اللي للمحرك وقيمة المتوسط .

$$\Sigma T - M_{res} = I_{tot} \frac{d\omega}{dt} . \quad T_m = M_{res}$$

بناءً على المعادلة الآتية .

والنقطة a والتي تطابق دوران عمود المرفق خلال الزاوية .

$$\Sigma T - M_{res} = 0 \quad \varphi$$

وتصبح سرعة العجلة الزاوية صفر ، والتي كانت سالبة من قبل .
 ∴ السرعة الزاوية التالية سوف تكون سالبة حتى تصبح zero عند هذه النقطة
 b تطابق سرعة دوان عمود المرفق من خلال الزاوية φ_2 وتصل السرعة
 الزاوية السرعة القصوى . ويؤخذ في الحسبان أن .

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{1}{2} \frac{d\omega^2}{d\varphi} .$$

Energy ومن الممكن أن تكتب المعادلة 16.2 في صورة طاقة كيناتيكية kinetic

$$(\Sigma T - M_{res}) d\varphi = d\left(\frac{1}{2} I_{tot} \omega^2\right) \quad 16-19$$

وهذا يبين الفرق بين الشغل الابتدائي لعزم اللي وعزم قوى المقاومة ويكون
 ضعيف وذلك للتعبير الأولى للطاقة الكيناتيكية .
 الأجزاء الدوارة : بتكامل المعادلة 16-19 مع الزاوية φ_1 ، φ_2 بالتوالي
 (from ω_{min} to ω_{max}) يكون الناتج .

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\Sigma T - M_{res}) d\varphi = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} d\left(\frac{1}{2} I_{tot} \omega^2\right) = \frac{I_{tot}}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = I_{tot} \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} (\omega_{max} - \omega_{min}) \quad 16-20$$

وفي التشغيل المنتظم وإنحراف السرعة الزاوية $\omega = f(\varphi)$ بمعنى أن الإنتظام
 في دوران عمود المرفق يختص بمعامل عدم إنتظام الدوران .

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m}$$

ولو فرضنا أن السرعة الزاوية المتوسطة تساوى .

$$\omega = \omega_m = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} .$$

تكتب المعادلة 16-20 كالتالى . $W_{ex} = I_{tot} \delta \omega^2$

مع معامل A_1 يكون شغل مفرط لعزم اللي بالنسبة للمساحة W_{ex} حيث أن
 فإنه من الممكن أن تستخدم لإيجاد W_{ex} ، وبالتعبير عن δ الدوران الغير منتظم

إلى 80 والتي تدرن عادة من % I_{fly} عزم قوة القصور الذاتي لكثافة الحدافة لكل الأجزاء I_{tot} من العزم الكلي المخفض لحركة القصور الذاتي 90% الدوارة للمحرك عندما يكون القابض معشوق (وعندما يكون القابض معشوق فإن يجب أن يشمل على تخفيض العزم لقوى القصور الذاتي لكثافة العزم الكلي القابض وصندوق التروس) وعندما تصمم الحدافة على هيئة قرص مع طوق m_{fly} . ثقيل يمكن تحديد عزم القصور الذاتي لكثافة الطوق الثقيل مع كثافة الحدافة

$$I_{fly} \cong m_{fly} r_m^2 = \frac{1}{4} m_{fly} D_m^2$$

حيث أن $D_m = 2r_m$ متوسط قطر الطوق . ، وعزم قوى القصور الذاتي للحدافة يجب أن يكفل تشغيل المحرك عند الحد الأدنى للسرعة المثالية المستقرة . هذا قبل تحديد قيمة مسموح بها لمعامل الدوران الغير منتظم ، وفي المحركات الصغيرة فإن δ تكون حوالى من 0.02 إلى 0.03 وهذه القيم أقل من اللازم وتؤدي إلى وجود عزم قوى قصور ذاتي للحدافة I_{fly} أكثر من اللازم وإعاقة إحتياطية وتسارع للمحرك ، وفي نفس الوقت فإن القيمة الأدنى لعزم الحدافة الكلي I_{fly} يعمل على صعوبة إبتداء الدوران .