

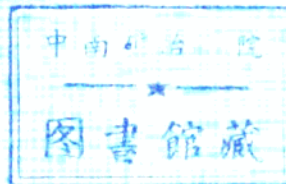
471205

技術資料 No.70

工 具 機 用 鑄 件

張元敏 譯

(金屬工業研究所 校)



中華民國鑄造學會編印

工 具 機 用 鑄 件

張元敏 譯

(金屬工業研究所 校)

中 華 民 國 鑄 造 學 會 編 印

工具機用鑄件目錄

1. 工具機另件之要求	(蘇國璋)	1
2. 製造工具機之鐵—碳鑄造材料	(蘇國璋)	3
2.1 灰口鑄鐵件	(蘇國璋)	3
2.2 球狀石墨鑄鐵件	(蘇國璋)	4
2.3 可鍛鑄鐵件	(王良泉)	5
2.4 鑄鋼件	(王良泉)	9
3. 由外力引起之負荷	(王良泉)	12
3.1 靜負荷	(王良泉)	12
3.2 動負荷	(王良泉)	13
4. 適當之鑄件構造	(邱紹成)	15
5. 強度性能	(邱紹成)	19
6. 輕型樣式	(邱紹成)	21
7. 剛性及吸震性之改進	(翁世樂)	24
8. 耐磨性之改進	(翁世樂)	26
8.1 液動軸承及導件	(翁世樂)	26
8.2 材料配合	(翁世樂)	26
8.3 滾動軸承及滾動導件	(翁世樂)	27
8.4 液體靜壓及軸承導件	(陳嘉祥)	27
8.5 耐磨性之提高	(陳嘉祥)	29
8.6 耐磨表層	(陳嘉祥)	29
9. 操作溫度對工件精密度之影響	(陳嘉祥)	32
10. 應力消除	(許啓仁)	34
11. 構造及鑄造工程措施	(許啓仁)	36
12. 鑄造方法	(高嘉鴻)	40
13. 自由尺寸公差	(張煥修)	46
14. 切削加工	(陳清源)	51
15. 構造範例	(陳清源)	52
16. 參考文獻		58

工 具 機 用 鑄 件

1. 工 具 機 零 件 之 要 求

隨著機械加工邁向重切削、高速化及自動化，對工具機本身零件之要求也跟著趨向嚴苛及高度化。此項要求不僅要能適合於切削工具機之特性，亦得兼顧無屑工具機的性能。

由於切削刀具不斷地發展，能提高切削速率，降低加工成本。近百年來使用高速鋼，其後約 30 年有碳化鎢刀具問世；近 20 年裡又產生了陶瓷刀具。

由於這些新切削刀具的出現，促使工具機有相當顯著的進展，即需要較高的轉數，且轉數及進給的可變範圍要較為廣闊。換言之，一方面需要較大的進給以獲得高效率切削，另一方面也需要較小的進給藉以使工作物在精加工時能獲致規定之公差及表面光度。重切削時工具機承受的應力也大。為了免除工具機的變形，所產生的較高應力當然應由機體本身來承受。隨著切削負荷的加重常引起機械振動，使工作物表面光度及尺寸精度遭受不良。因為隨著切削刀具硬度的增高，相對地亦增加其脆性及衝擊敏感性，所以機械振動也會降低刀具的使用壽命，甚至使刀具完法無法利用。工具機加工製成的工件必需具有互換性，故必需選用精密度較高的工具機方能奏效。最好是使用自動車床或數值控制的工具機〔1〕。使用自動車床或數值控制車床，很顯然可使工件的加工精度提高不少。

精密度高的工具機，若欲使其工件能長期維持精度，則將有賴其構造的剛性及製造法。

工具機與工件間為相對移動作用，故工具機的設計性及製造精度直接影響工作的尺寸公差及表面光度。工具機內承受靜負荷及動負荷的機件必須選擇適當材質，並運用堅固的形狀設計，以二者的相乘效果來提高工具機性能。因為鑄造法最容易獲得所需要的結構造形，為各機件最完美的製造方法。

倘若工具機的製造精度及壽命是以其單元機件的材質為主要因素，則材質必需具備良好的加工

性能、機械性能、熱處理性能、吸震能及耐磨性。為滿足這些性能，以鐵—碳系的鑄造材料最為合適

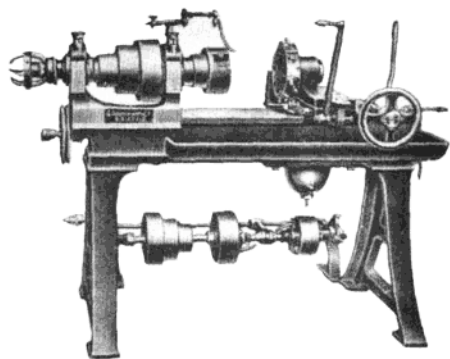


圖 1 1900年造肋條式車床

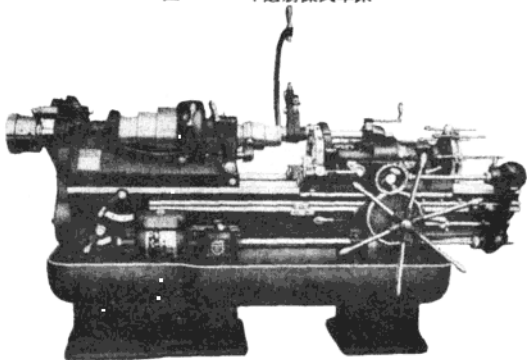


圖 2 1925年造鑄式車床

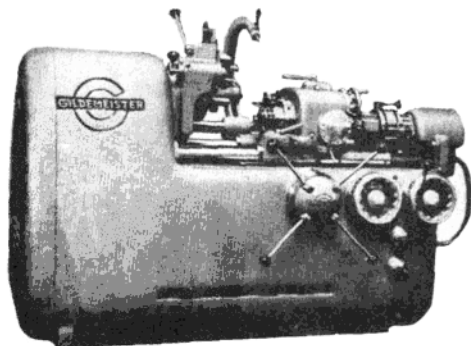


圖 3 1960年造箱式車床

200829/05

工具機機件所要求的其他性能是，受熱形狀穩定性良好及扭轉強度高等。床架、刀架及夾盤等床面需要足夠的抗拉、抗壓及抗彎曲強度。液壓機件則必需重視材質的氣密度。

工具機的外殼、機蓋、機門、護罩、冷卻劑槽、切屑槽、開關閘等簡單機件則宜選擇價廉的材質及製造方法。

各種鑄造材料及鑄造方法均能符合上述的各項嚴苛要求，自古以來工具機多採用鑄造法製造。設計工具機機件時，設計工程師可依照鑄件設計通則，設計性能優良，造形美觀及造價低廉的機件。在設計過程中，如能與鑄造工程師磋商，則可以事先考慮鑄造上常會遇到的各項問題，所設計的機件必然更為完善。圖 1，2，3 示車床的演變經過。

2. 製造工具機之鐵—碳鑄造原料

2.1 灰口鑄鐵件

由於工具機在重切削下使用，其機件材質的機械性能必需予以改善。落地車床的夾盤，其直徑為 1 m，在 1930 年代時該夾盤的最大轉數僅為 90 轉/分，至 1960 年代已增加到 350 轉/分。夾盤轉數增高幾乎達四倍，其負荷也增加約 13 倍。

工具機所使用的鑄鐵為灰口鑄鐵。灰口鑄鐵的金相組織是，片狀石墨分佈在肥粒鐵、肥粒鐵波來鐵或波來鐵基地中，如圖 4 及表 1 所示。材質的化學成份及鐵水在澆鑄前的特殊熔解處理，例如接種或在鑄模中的冷卻及凝固條件等，均會影響金相組織，進而影響材質性能。工具機的各種機件中、機床、機座及機架等均以灰口鑄鐵製成。夾盤、台鞍、滑架、橫樑、平滑板、心軸箱、支架、車床尾座、半圓形窗、擋體、槓桿、開關叉、套筒及其他零件亦均以此材質製成，如圖 5、圖 6 及圖 7 所示。圖 7 為雙機座的落地車床，裝配著一具直徑為

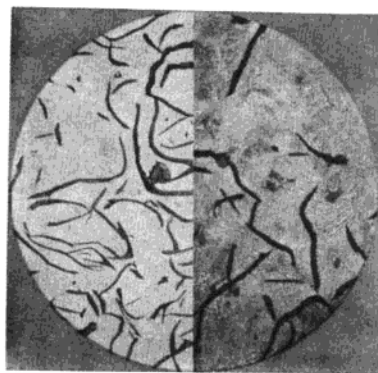


圖 4 灰口鑄鐵之金相組織。左為肥粒鐵組織，右為波來鐵組織的基地

18,500 mm 的夾盤。該車床所能加工的工件重量可達 350 公噸。入口為移動式，最大的旋轉直徑為 25,500 mm。工具機全重達 1850 公噸，主馬達為 300 KW。

表 1 灰口鑄鐵的機械性能（於分開鑄製的柱形試棒所得之數據，試棒直徑為 30%）依照 DIN 1691

材 料 簡 稱	GG-10	GG-15	GG-20	GG-25	GG-30	GG-35	GG-40
材 料 號 碼	0.6010	0.6015	0.6020	0.6025	0.6030	0.6035	0.6040
組 織	肥粒鐵 ← → 波來鐵						
抗 拉 強 度 (1) $\sigma_{AB}(N/mm^2)$	100	150	200	250	300	350	400
降 伏 強 度 (2) $\sigma_{bB}(N/mm^2)$	200至310	230至370	290至430	350至490	410至550	470至610	630至670
抗 壓 強 度 $\sigma_{aB}(N/mm^2)$	500至600	550至700	600至830	700至1000	820至1200	950至1400	1100至1400
勃 氏 硬 度 (HB30)	100至150	140至190	170至210	180至240	200至260	210至280	230至300
彈 性 係 數 $E_0(KM/mm^2)$	75至100	80至105	90至115	105至120	110至140	125至145	125至155
蒲 松 氏 比 μ	~0.30						
橫 伸 度	0.258~0.273						
剪 強 度 $\tau(N/mm^2)$	~抗拉強度						
彎 曲 疲 勞 強 度 $\pi_{bw}(N/mm^2)$	0.35~0.50 × 抗拉強度						
衝 擊 值 (3) $a_b(J)$	6.3					18.8	

(1) 最低值需符合 DIN 1691 之規定

(2) 未加工鑄胚試棒直徑 30mm，支架距離 600mm，參閱表 2

(3) 無 V 凹溝之試棒，直徑為 20mm

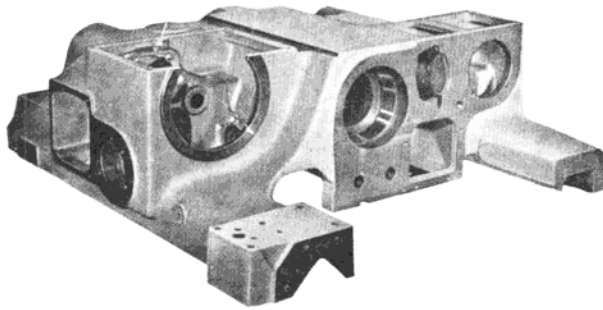


圖 5 以 GG-25 製成的六角車床鞍架。尺寸：960×885×300mm，重量：330kg

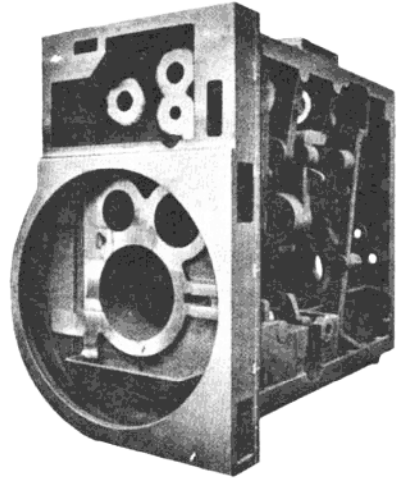


圖 6 以灰口鑄鐵製成的臥式銑床及銑床之心軸箱，尺寸：2300×1750×100mm

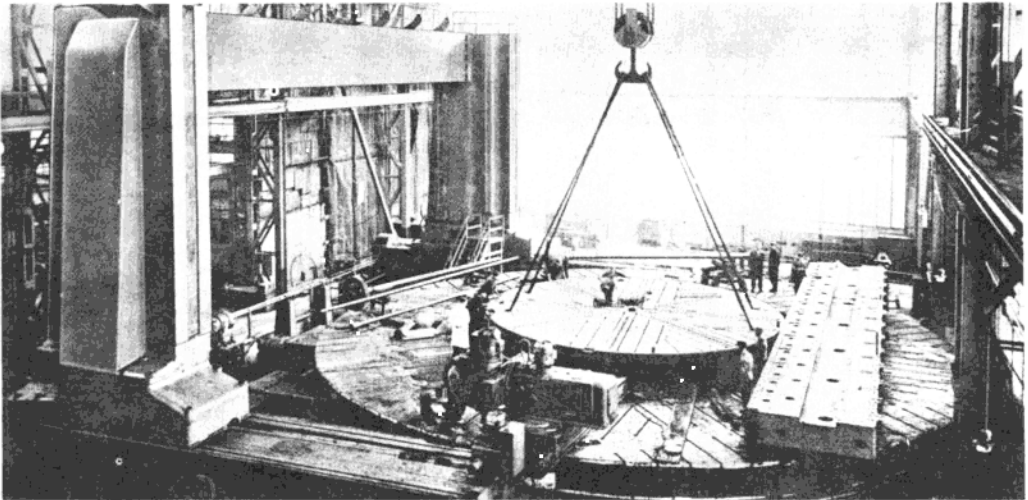


圖 7 雙機座的落地車床之裝配

2.2 球狀石墨鑄鐵件

需要較高強度的機件，用灰口鑄鐵已可滿足要求，但若要求高降伏強度，高伸長率及優良的硬化能，則可採用球狀石墨鑄鐵來製造。工具機機件採用球狀石墨鑄鐵者，其數量亦不在少數。

在鐵—碳系鑄造材料中，石墨以球狀分佈在基地的鑄鐵稱為球狀石墨鑄鐵，如圖 8 及表 2、表 3 所示。球狀石墨鑄鐵擁有與普通碳鋼相似的韌性。

工具機機件中，有很多是承受疲勞負荷。該部份的機件宜採用球狀石墨鑄鐵製成。例如，工具機的主軸，若利用離心鑄造法的球狀石墨鑄鐵製造，將較一般所用壓軋的實心鋼或鍛胚料再行車製者更具經濟性。

此外，球狀石墨鑄鐵可用於機座及橫樑、夾盤及機器台，如圖 13 所示。此類機件可承受較重的工件，也可在夾持工件時，應用高夾持力俾承受較

表2 球狀石墨鑄鐵的機械性能，（於分開鑄製的試棒上所得之數據）依照 DIN 1693

材 料 簡 稱	GGG-40	GGG-50	GGG-60	GGG-70	GGG-80
材 料 號 碼	0.7050	0.7060	0.7060	0.7070	0.7080
組 織	肥粒鐵 ←————→ 波來鐵				
抗 拉 強 度 (1,2) $\sigma_{zB}(\text{N/mm}^2)$	400	500	600	700	800
0.2% 降 伏 強 度(1,2) $\sigma_{0.2}(\text{N/mm}^2)$	250	320	380	440	500
伸 長 率 (1,2) $\delta_s(\%)$	15	7	3	2	2
縮 收 率 $\psi(\%)$	15~30	7~20	3~8	2~6	2~4
勃 氏 硬 度 (3) (HB30)	135~185	170~220	200~250	235~285	270~335
彈 性 係 數 (4) $E_0(\text{N/mm}^2)$	160,000~185,000				
刻 痕 抗 拉 強 度 (N/mm^2)	$> \sigma_{zB}$	$\sim \sigma_{zB}$	$< \sigma_{zB}$		
彈 性 剪 係 數 $G(\text{N/mm}^2)$	$\sim 0.4 E_0$				
0.2 % 抗 壓 降 伏 強 度 $\sigma_{dP}(\text{N/mm}^2)$	$\sim 1.2 \sigma_{0.2}$				
剪 強 度 $\tau_{sB}(\text{N/mm}^2)$	$\sim 0.9 \sigma_{zB}$				
0.2 % 扭 曲 降 伏 強 度 $\tau_{sP}(\text{N/mm}^2)$	$\sim 0.75 \sigma_{0.2}$				
蒲 松 氏 比 μ	0.28~0.29				
在 20°C 時 的 衝 擊 值(6) $a_0(\text{J/cm}^2)$	80~150	60~100	40~80	20~60	20~60
在 20°C 時 的 有 缺 口 衝 擊 值(7) $A_v(\text{J})$	10~19	3~10	< 5		
彎 曲 疲 勞 強 度 (9) $\sigma_{bw}(\text{N/mm}^2)$	$\sim (0.61 \text{ 至 } 0.0026 \sigma_B) \sigma_B$				
抗 壓 疲 勞 強 度 (8) $\sigma_{dw}(\text{N/mm}^2)$	$\sim (0.43 \text{ 至 } 0.00192 \sigma_B) \sigma_B$				

- (1) 保證各數據應符合 DIN 1693 第一項之最低值。
 (2) 當壁厚 $>50\text{mm}$ ，參閱表4，並依照 DIN 1693 之第二項
 (3) 由 σ_B 值，依 $\text{HB}=3.36 \sigma_B \pm 15$ (1s 範圍)之公式計算之。
 (4) 與石墨的構造及石墨量有關。
 (5) 壓力容器或其零件的強度識別值的計算，依照 AD-Meckblatt W3/2
 (6) 於無缺口的 DVM 試棒時，依照 DIN 50115 計算。
 (7) 於有缺口的 DVM 試棒時，依照 DIN 50115 計算（參閱表3：有缺口衝擊值的類別。）
 (8) Kauhe A：金屬股份公司「球狀石墨鑄鐵」工作會議，1967。

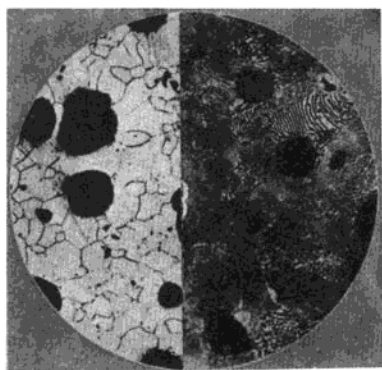


圖8 球狀石墨鑄鐵之金相組織。左為肥粒鐵組織，右為波來鐵組織的基地。

大的切削力。其他的構件為沖壓工具（圖9），曲線盤，齒輪（圖10），齒桿導架（圖11）及液壓缸。

圖12為使用於八桿自動車床心軸滾筒上的法蘭。為降低應力龜裂的危險性，製造時將原為GS-45 (S45C) 的材料更改為GGG-50，則可降低其因不相等的壁厚及銳邊的微小收縮時所產生的龜裂機會。用於齒輪上的球狀石墨鑄鐵具有相當的抗拉強度及硬度，並具有良好的切削性〔2〕。此外若加入合金或經調質後，該材料的抗拉強度可高達 $800 \sim 1100 \text{ N/mm}^2$ 〔3〕。

表3 球墨鑄鐵厚大鑄件之保證機械性能，依照 DIN 1693 第二項

種 類	材料簡稱	材料號碼	鑄件標準 壁厚 (mm)	鑄製試件 厚度 (mm)	抗拉強度 σ_{2B} (N/mm ²)	0.2% 降伏 強度 $\sigma_{0.2}$ (N/mm ²)	破 壞 伸 長 率 σ_5 (%)	有缺口衝擊值 (2) (DVM) 在 20°C		要求組織
								由三件試樣 平均 最小	單獨值	
GGG-40.3	0.7043		30至70	40	390	250	15	14	11	肥粒鐵
			60至200	70	370	240	12	12	9	
GGG-40	0.7040		30至70	40	390	250	15			肥粒鐵
			60至200	70	370	240	12			
GGG-50	0.7050		30至70	40	450	300	7			肥粒鐵 波來鐵
			60至200	70	420	290	5			
GGG60 ⁽³⁾	0.7060		30至70	40	600	360	2			波來鐵 肥粒鐵
			60至200	70	550	340	1			
GGG70 ⁽³⁾	0.7070		30至70	40	700	400				波來鐵
			60至200	70	650	380				

(1) 在壁厚>200mm時，建議試棒與保證性能互相協議。

(2) 在GGG-簡稱的種類上（材料號碼0.7040）其缺口衝擊值要與 DIN 1693 第1項相稱，但不保證。

(3) 由於要註明一提高耐磨性最小值之故，故抗拉強度及伸長率不予保證。

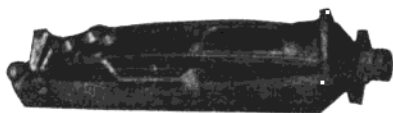


圖9 由 GGG-60 製成的沖壓工具，重量：580

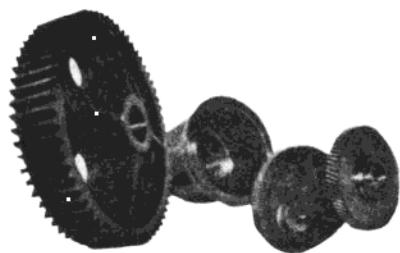


圖10 由波來球狀石墨鑄鐵製成的齒輪及曲線盤

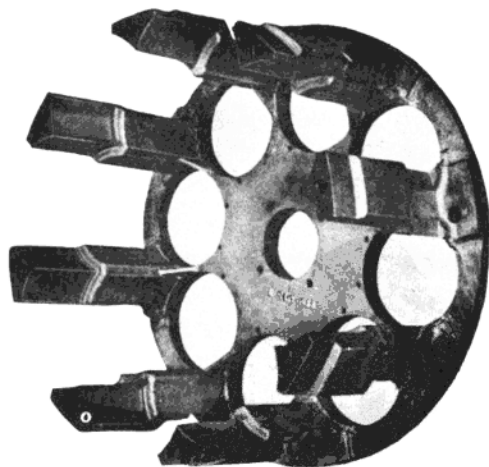


圖12 由GGG-50製成的八桿自動車床心軸滾筒所使用的法蘭。

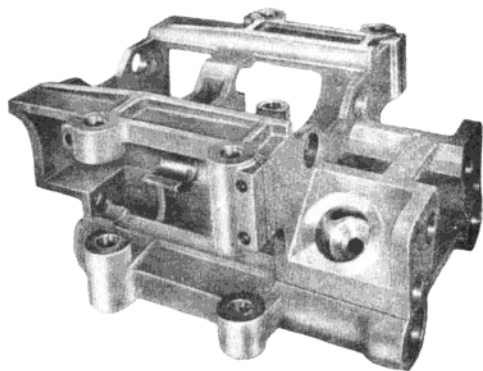


圖11 由球狀石墨鑄鐵製成的多桿自動車床之齒桿導架，尺寸：630×570×335mm，重量：215kg

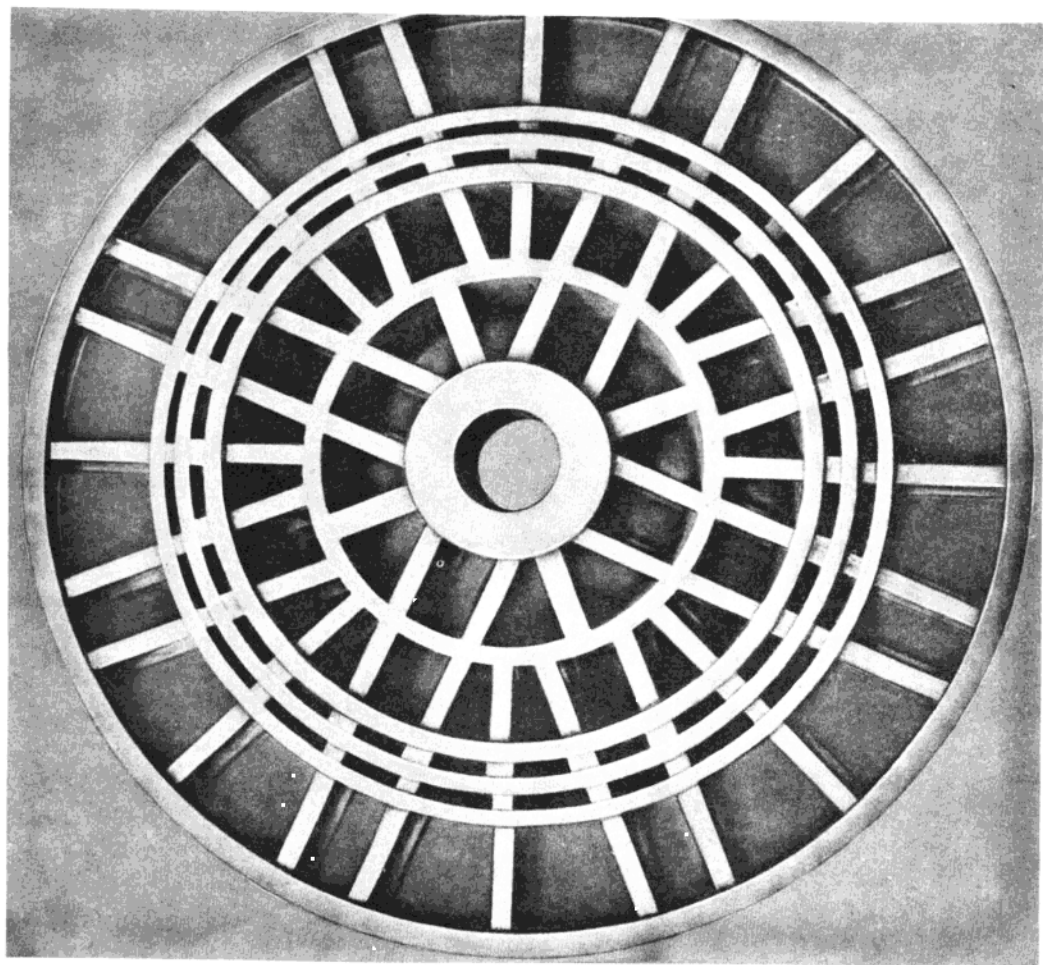


圖13 球墨鑄鐵製之夾盤GGG-50。夾盤直徑為4000mm

2.3 可鍛鑄鐵件

依 DIN 1692 所訂，可鍛鑄鐵乃是一鐵—碳鑄造材料，所含之重要元素如碳及矽量可依此標準：即鑄件材料之正常組織必須無石墨結晶，亦即在可鍛鑄鐵胚料中所有碳元素均係以鐵碳化合物（雪明碳鐵）之形態出現。

可鍛鑄鐵胚料（圖14左）須受退火處理，以澈底破壞鐵—碳化合物。其胚料之化學成份，處理時所用之溫度與時間，以及有關之退火方式等，均可決定材料之組織構造，特性及各種應用上之可能性。如依退火處理之方式，可鍛鑄鐵大致可分兩種，其名稱乃由剖開斷面之形狀而得：

2.3.1 退火後未脫碳（黑心）之可鍛鑄鐵（GTS）

退火後未曾脫碳（黑心）之可鍛鑄鐵其組織與壁厚無關，在整個剖斷面可觀察到包括邊緣地帶均完全相同之組織（如圖14中）。

2.3.2 退火後脫碳（白心）之可鍛鑄鐵（GTW）

鑄件由脫碳退火（白心）之可鍛鑄鐵製件，其組織與壁厚甚有關係，如圖14右及圖16所示。

兩種可鍛鑄鐵均能以熱處理將其調質至一定之界限，依據條件限定，它們具有可焊接性。適用於強化焊接之此種材質有 GTW—S38。

可鍛鑄鐵之特性頗與球墨鑄鐵之抗拉強度相近

表 4 可鍛鑄鐵的機械性能依照 DIN 1692

材 料 簡 號 (1)	(2)		(3)		(4)		(5)		(6)		
	GTW-35	GTW-S38	GTW-40	GTW-45	GTW-55	GTW-65	GTS-35	GTS-45	GTS-55	GTS-70	
材 料 號 碼 (5)	0.8035	0.8038	0.8040	0.8045	0.8055	0.8065	0.8135	0.8145	0.8155	0.8170	
要 求 之 組 織	與GTW40 相同允許 較大的振 幅		核心：層 狀波來鐵 + 回火鐵	核心：粒 狀波來鐵 + 回火鐵	核心：細 粒波來鐵 + 回火鐵	脫碳深度 輕微：調 質組織 + 回火鐵	肥粒鐵 + 回 火 鐵	波來鐵（ 層狀至粒 狀）+ 肥 粒鐵 + 回 火鐵	波來鐵（ 層狀至粒 狀）回火 鐵可能有 部份的肥 粒鐵	波來鐵（ 層狀至粒 狀）+ 回火鐵	調質組織 + 回火鐵
抗 拉 強 度 (6) σ_{25} (N/mm ²)	350	380	400	450	550	650	350	450	550	650	700
0.2%降伏強度 $\sigma_{0.2}$ (N/mm ²)	—	200	220	260	360	430	200	300	360	430	550
破 裂 降 伏 強 度 (1,6) ($L_0=3d$) δ (%)	4	12	5	7	5	3	12	7	5	3	2
勃氏硬度(1,6)(HB30)(N/mm ²)	<220	<200	<220	<200	<240	<270	<150	160至200	180至220	210至250	240至270
彈 性 係 數 E_s (N/mm ²)	175000至195000					175000至195000					
抗 壓 強 度(8) σ_{as} (N/mm ²)	3	抗 拉 強 度		2	4	2 × 抗 拉 強 度					2
抗 彎 強 度 σ_{bs} (N/mm ²)	2 × 抗 拉 強 度					2 × 抗 拉 強 度					
抗 剪 強 度 τ_{as} (N/mm ²)	(0.75~0.9) × 抗拉強度					0.90 × 抗 拉 強 度					0.75
彎曲疲勞強度(9) σ_{bs} (N/mm ²)	0.3至0.5 × 抗拉強度					0.35至0.55 × 抗拉強度					

- (1) 依照 DIN 1692。
 (2) 用於管線頭，必須保證有較高的伸長率。
 (3) 用於無熱處理的強度停滯上，以白心可鍛鑄鐵適宜。
 (4) 經調質者（定額因 DIN 17014）
 (5) 在 DIN 17006 內已提出。
 (6) 列出最少值在 GTW 12mm 直徑的試棒上適用；用於9或15mm直徑的試棒在 DIN 1692 中已予確定，在 GTS 時列出之值對12及15mm 直徑的試棒適用。
 (7) 在可鍛鑄鐵類上所列出的自然伸長限係依照經驗，此值至少為 20N/mm²，較0.2限界為高。
 (8) 柱形試棒，10mm 直徑，15mm 長。
 (9) 與試棒形狀及無缺口試棒之表面性質有關。

，故在各項個例中除經特別計算外，亦能依此決定鑄件所需之尺寸壁厚、重量及所選用之材質等。

用於工具機上之構件可由可鍛鑄鐵製成者包括有：操縱活塞及開關叉（圖 15 及 17）、氣缸及活塞桿、操縱滑環、操縱曲線元件、手輪、手搖曲拐、螺絲起子、刀具架、軸承套筒及軸承蓋，以及各種齒輪等。

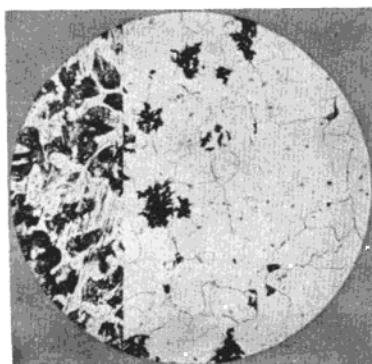


圖14 可鍛鑄鐵之金相組織，圖左為可鍛鑄鐵，圖中為黑心可鍛鑄鐵，圖右為白心可鍛鑄鐵（邊界）



圖15 白心可鍛鑄鐵製的開關叉

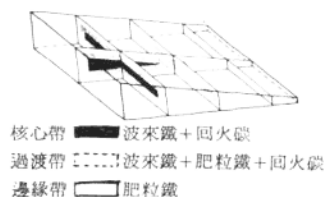


圖16 圖中表示白心可鍛鑄鐵之組織與壁厚之關係

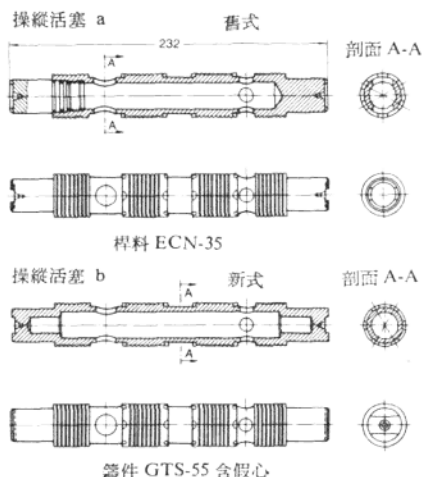


圖17 用於液壓閥上之操縱活塞，從前是用桿料製成，現在用黑心可鍛鑄鐵製成。

2.4 鑄鋼件

鑄鋼（圖 19）所具性能與熱成形鋼之性能可相比較。一般用途之鑄鋼如 DIN 1681（表 5）其機械性能多半是以含碳量來確定（圖 18），在鑄鋼中碳以波來鐵之形態存於基地中，非合金鑄鋼多數要在正常化的狀態下予以利用。

用於無屑成型的工具機上，鑒於大而常為衝擊樣式出現的力，許多種的機架及機座，受彎橫樑，底部橫樑及鐵砧架，焊接等，皆用鑄鋼鑄造（圖 20）〔4〕。切削工具機之高負荷力的構件也以鑄鋼製成。

表5 一般用途薄鋼的機械性能（在室溫時之最低值）依照 DIN 1681

薄 鋼 類 別		抗 拉 強 度 σ_{TB} (N/mm ²)	降 伏 點 σ_{S} (N/mm ²)	破 壞 伸 長 率 δ_s (%)	破 壞 縮 收 率 ²⁾ ψ (%)	有 缺 口 衝 擊 值 (DVM 試 棒) A_v J	彎 曲 試 驗 (彎 試 棒) ^{3,4)}
簡 號	材 料 號 碼						
GS-38	1.0416	380	190	25	35	—	—
GS-38.3	1.0420					34	D=2a
GS-45	1.0443	450	230	22	30	—	—
GS-45.3	1.0446					27	D=3a
GS-52	1.0551	520	260	18	25	—	—
GS-52.3	1.0552					20	D=4a
GS-60	1.0553	600	300	15	—	—	—
GS-60.3	1.0558					13	—
GS-62	1.0555	620	350	15	—	—	—
GS-62.3	1.0559					13	—
GS-70	1.0554	700	420	12	—	—	—

- 1) 在運用目標上，以 AD-Meckblatt W5為標準，鑒於強度係數，用於溫度超過室溫時，要注意上述的AD-Meckblatt
- 2) 此值對降低不定標準
- 3) 彎角180°，D—心軸直徑，a—試樣厚度
- 4) 若受彎情形之證實希在彎曲試驗中獲知，則需在訂貨時提出。

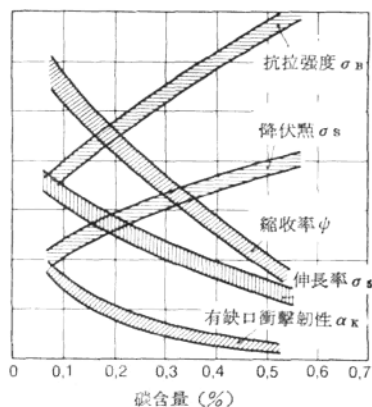


圖18 碳含量與薄鋼機械性能之關係，依照DIN 1681

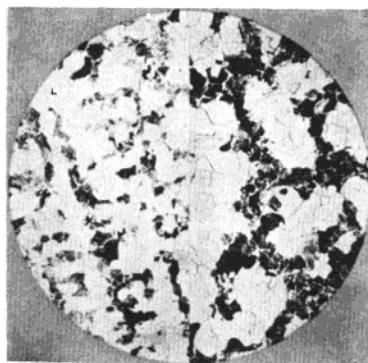


圖19 正常化後薄鋼之金相組織，圖左為 GS-45，肥粒鐵+波來鐵，含碳量約為0.2%。圖右為 GS-52 肥粒鐵+波來鐵，含碳量約為0.3%。由於含碳量不同，GS-52 具有比 GS-45 較高比率的波來鐵。

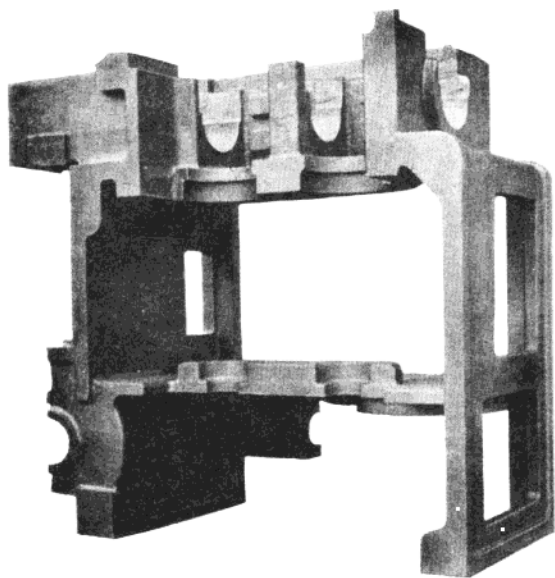
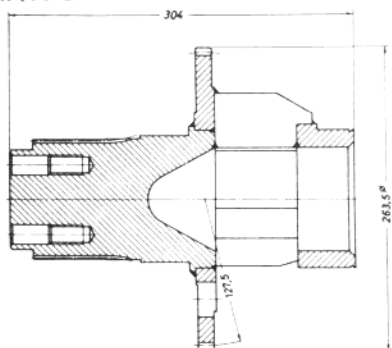


圖20 多級沖床之上部用鑄鋼製成，重量5T。

舊式：焊接



新式：鑄造

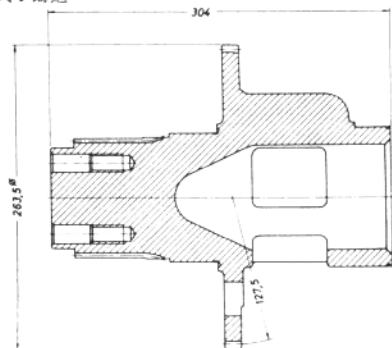


圖21 用於齒輪傳動上行星式傳動之傳動軸，此項構造，以前要使用多項零件焊接構成，現在則以 GS-42 CrMo 4 鑄造完成。優點：樣式更堅固，加工程序以前為 24 個步驟，現在為 12 個步驟，總成本降低 26.5%。

3.由外力引起之負荷

3.1 靜負荷

工具機必需承受靜負荷。這些靜負荷為許多移動的機件及工作物在夾持工作物時之諸力及工具發生之力以及由熱作用所引起之變形力——特別是在粗切時——及切削力之靜作用分力。

在這些力的作用下，不動機件的受力需不致達到材料負荷最大的限界，此外各種負荷力尚對工作精度及工作物的表面品質大有關係。這些力引起（動負荷作用除外）相互作用的工具機機件的變形，此變形是實際上由規定的相對運動在加工處工作物與工具之間容易識別者，則此變形稱之為靜誤差。

要確定單元機件的靜變形，則要在工具機上施行應力分析及變形分析，如此才可顯出最弱處，在此處可用加強法或作材料之變換而改為新的構造。圖22表示一門式長銑床在諸靜力作用下之變形機構作用於兩種不同高度的橫樑上〔5，6〕。二力 $F_x = F_y = 50000\text{N}$ 作用在工作軸上並經過尾軸軸承、支架及橫樑而進入機座中。此圖顯出作用力分佈在負荷方向中測出之總變形及力流內之構造元件中。由此可知，當橫樑移至高處時在機座上分攤了總變形較多的份量；因此要注意，在上述情形

中機座變形至40%時會在基礎中引起支撐之易曲性。

在重型工具機製造中最重要的是工作物的重量及移動機件本身的重量，如機座、支座、尾座及心軸座等在工作床及工作架之構造上需要承受這些力量，例如車床上最大的工作物重量可確定為機器總重量的 $\frac{1}{3}$ 或稍多一些。夾持力及其在大工具機之工

作台及平盤上之作用力要特別注意，若工作物之夾持不適當則會發生變形而在精密製造上發生問題。

在這些考慮中不能忘記對剛性之確定，必需要有一完成的機器或模型供作試驗，而在一完成的機器上尚不能完全試驗出機器所得的改變，尤其是用於單項的製造，不能達到此項試驗之可能的結果是一大缺點。但若在此類試驗中皆為靜負荷試驗，則可用模型完成〔7，8〕；模型材料可隨意選擇，故也可用化學材料（plexis）黏成零件的仿造品供作試驗使用，在此試驗中尚可借助於應力光學儀器，求得應力分佈的情形。

有許多計算程序最近已發展出以N.C.表達，其主要優點是使構件之靜負荷及動負荷的情形之確

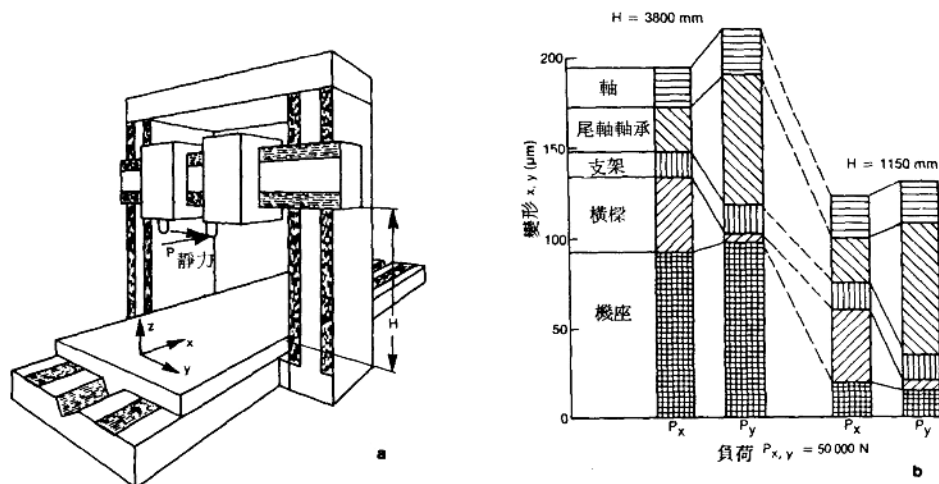


圖22a及b 在一長銑床上之應力分析

定能更為經濟〔9〕。

3.2 動負荷

隨著刀具的發展，致要求較高的切削速率也愈強烈。工具機的供應廠商，不但要具備相匹配的高轉速傳動設備，同時也就必然相對地增加了振動的問題。而這些傳動的旋轉零件——軸、齒輪及聯結器——必須視為受力而產生振動的元件。因為很高的轉數，齒輪圓周節之精度不夠及輕微的不平衡，就足夠引起嚴重的振動力。另外的困擾是來自電動馬達及液壓泵集體以及其他附加的器具，於切削過程中，亦必須同樣視為振動的來源。

當不能預料及甚難控制的振動發生時，會產生所謂激厲的相軋聲。在指定的加工操作中，由一加工情況換至另一情況，於進刀深度不同時，若工作物表面之不平而導致本身的振動，會自行搖擺，致使工具機操作不穩，但偶而也會自行回復平穩，此效應要靠堅固機器結構及高吸震能力的機身，方能徹底避免，自然此機體要使用具有高吸震能的材料（灰口鑄鐵）予以促成。倘使振源位置可確定，則需在振源上作降低振動之裝置，每一單元零件須儘可能作精確之加工及控制。此外主軸需是經過平衡試驗裝配完成的。主軸之振動——例如由相軋所引起的——要裝設具有吸震之軸承，在軸振動振軸為最大之處作有效之吸震〔9〕。外來之影響可用機器之絕緣裝置安置於吸震元件上——如振動金屬——使之毫無影響。重的工具機要與基礎作一固定的聯結，而基礎是固定在一具有彈性的墊底上而減小振動的發生。在旋轉的或固定的機件上裝設承受吸震的輔助物質或輔助物質系統，則顯示更適合製成一振動性減小之工具機。此外振動一部份是由在分割縫中以螺釘緊之機件予以吸震。工具機在製造時，由於需要運動平穩的材料，且需具有最適宜的吸震性，因而推薦使用灰口鑄鐵及球墨鑄鐵。

單元機件其組合群及總機器有一多項不同的自頻率，故工具機之主軸可能出現不同的振幅型式，例如幾項彎曲自振數及扭轉自振數。因此此構件之自頻率相對的會發生影響，各自按聯結器之條件不同而可將頻率移動，因而獲得增大或縮小之振幅。故在完成的機器上有一共振曲線，此曲線包含許多本身振動。而機器之動負荷情況的改變亦會影響此

一共振曲線；例如在車床上是與移動的組件，如支架及尾架之位置有關。是故在工具機上恒有激起一現有的自頻率的可能性，多數是在外來激盪時，由於轉數改變至臨界的自頻率範圍時所發生。與之相反的是在激厲的相軋聲上，只可能在限定的大小中由於轉數的改變而將振動消除。因為工具機是以幾種聯結系統表示，若不以電子計算機為輔助作振動工程之計算，則其進行必然是麻煩的。現在也使用N.C. 確定單元零件之振動情況，並且也使用於組件上。對於過渡剛性及聯結器上吸震值的確定仍有困難〔9至12〕。振動問題的知識及供作所有重要構件在工具機上動負荷大小的確定與控制的方法，對於構造工具機定然是需要的，因為其動負荷情況在製造中對於工作物之精度及表面品質與刀具之持久時間是大有影響的。電子計算機除供作工具機上動負荷情況之判定外，亦在大量之試驗中使用（圖23）。

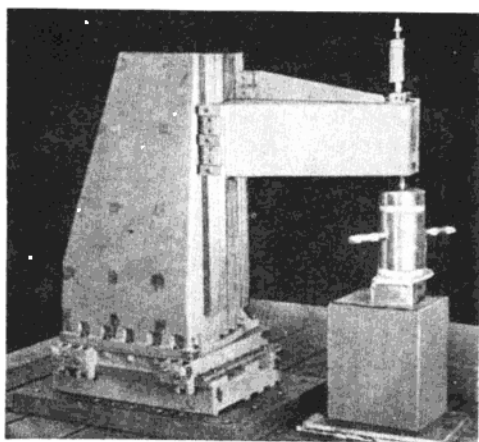


圖23 在一單機座模型上作振動試驗

供作測量機械之振動的是一種起動裝置，它容許大的活力在如是的頻率範圍中產生，也在固體架上獲得可測量的振幅。在重型機器上可採用一套電動液壓的起動器，而且循環起動力的相位必需能確定由它產生的機械變形，則探測結果顯示關於機器相軋的情形，供作測量振動工程的活力必須如是在機器上作用，其大小與方向在操作中需與所希望的

力相稱。當如是頻率範圍通過時，乃可獲得共振曲線，是故發生的振幅乃在激動的頻率上繪出。

對每一單元，共振頻率會承受不同的振動形狀，藉此可將構造元件之動負荷情形及其最弱處予以顯示出來。圖 24 是在一長銑床橫樑支架軸鼻上激動時之共振曲線。此機器以一力為 $F = 1000 \text{ N}$ 在三個主要方向 X、Y、Z 中激動，橫樑超過桌面之高度為 1150 mm 。此圖繪出三個共振範圍。最低頻率範圍在 11 至 13 Hz ，它在三個激動方向發生，並可依照單元元件之試驗，將橋形台架之自振予以調整。由於橫樑之自振，共振為 30 至 50 Hz ，故在軸的自振上產生較高頻率。由於橋形台架所引起的振動是在 10 與 20 Hz 之間，因此——例如銑床相似大小的刀具頻率——在工作物加工表面粗糙處的作用最強。

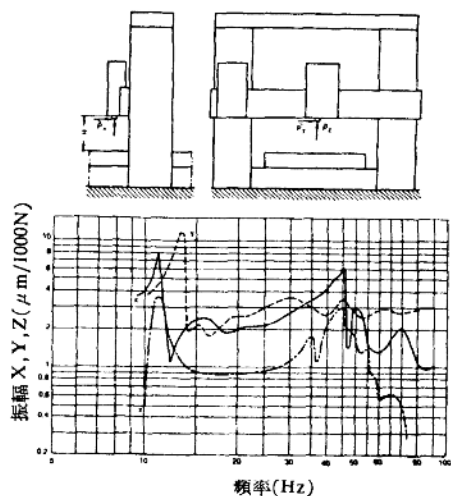


圖24 在一長銑床工作軸上之共振曲線