

工場における動力分配の古典的技術体系について： 繊維工場と機械工場に観るその歩み

坂上 茂樹

Relation	ツールエンジニア, Vol.61 No.15, 2020-11, pp.75-81. ISSN0389-4967. ツールエンジニア, Vol.61 No.17, 2020-12, pp.73-81. ISSN0389-4967. ツールエンジニア, Vol.62 No.03, 2021-02, pp.44-52. ISSN0389-4967.
Type	Preprint
Textversion	Author
Rights	この記事は、私的な目的でのみ使用することができます。 その他の使用には、著作権者に事前の許可が必要です。 This article may be downloaded for personal use only. Any other use requires prior permission of the author and Taigashuppan.

Self-Archiving by Author(s)

Placed on: Osaka City University Repository

工場における動力分配の古典的技術体系について

—— 繊維工場と機械工場に観るその歩み ——

坂上茂樹

はじめに

1. W&F システム
2. ロープ伝動——1次伝動におけるベベルギヤとアップライト・シャフトからの決別
3. ホリゾンタルないしライン・シャフトとカウンターシャフト
4. ベルト——古典的2次伝動
5. 電化および内燃化
6. 作業機の電動機による直接駆動とグループ駆動の残存局面
むすびにかえて

はじめに

工場内における動力分配システムの具体的在り様とその変遷については近代工業史を正面から扱う経済史家の認識の中にさえ時として酷い誤解が散見される。内燃機関技術史と並行させつつではあったが、紡績技術史・紡績技術論から技術史の途に迷い込んだ筆者にしても、この点に係わるおおよその知見はあったにせよ、爾後、動力分配システムより動力発生装置の技術史の方に注力点を置いて来た結果、工場における古典的配力システムの技術史については積み残したままに時日を重ねてしまった。本稿はそのような意味において機械技術史における常識の涵養を図るためのごく粗い論考であるとともに、個人的には債務返済の企てでもある¹。

1. W&F システム

英国産業革命の主導部門は言うまでもなく綿工業であった。近代機械紡績技術の創始者、Richard Arkwright(英：1732~92)の1769年の特許になる経系紡績機^{なていと}が71年のCromford工場での水車動力使用形態にちなんで“water frame(水力紡績機)”と呼ばれ始めた時点から、

¹ 本稿は『ツールエンジニア』誌、Vol.61 No.15, 17, Vol.62 No.3(2020年11, 12, '21年2月)連載の元稿である。

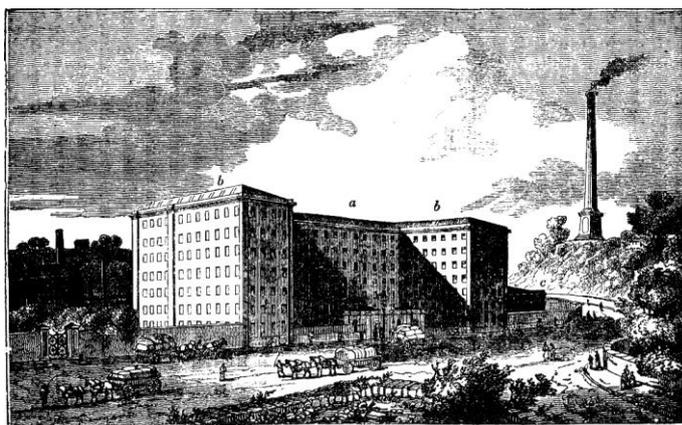
紡績技術史・紡績技術論に係わる筆者の古い論考としては「A. ユアの大工業(マニュファクチャ)論：綿業経済論の思想と論理」, 「技術進歩思想における労働主体把握：C. バベジとユア」(いずれも大阪市立大学学術機関リポジトリ登載), 参照。

近代機械紡績は多種・多数の紡績機械群をシャフトによって連結駆動することをその本質とするようになった。やがて綿工場における動力の重心は立地に対する制約が水力に比して著しく少ない蒸気動力へとシフトし，“water frame”は“throstle”精紡機とよばれるようになる²。

連続高負荷運転にのみ適合的であった James Watt(1736~1819)直系の極低速(20rpm.前後)・低圧蒸気機関と 1 本のアップライト・シャフトと数本の水平・シャフトから成るシャフト群とを多数のベベルギヤによって連動させる, William Fairbairn(1789~1874)によって高度に錬成された動力分配機構——筆者の所謂 W&F システム——こそは産業革命期の英国を象徴する高層(現在の感覚では中層)の綿紡績ないし紡織一貫工場を支える主力となった据付動力技術サブシステムである。そして、一般には英国の高い地価が多層の工場建屋を有利にする経済的背景であったと考えられている³。

図 1 は 1935 ないし'36 年, Stockport 近郊で落成した Mr.Orrell の壮麗な紡織一貫綿工場の外観である。建屋と配力システムとの設計は W., Fairbairn その人であった。本屋^{ほんおく}の右下に見える低層の建屋 c は低圧ボイラを収容するボイラ室である。

図 1 英国産業革命期の壮麗な紡織一貫綿工場



Andrew Ure, *Cottonn Manufacture of Great Britain*. Vol.I, London, 1836, p.296 Fig.21.

図 2 は同工場本屋の断面図である。外観の絵において建屋の階層が 7 層として描かれて

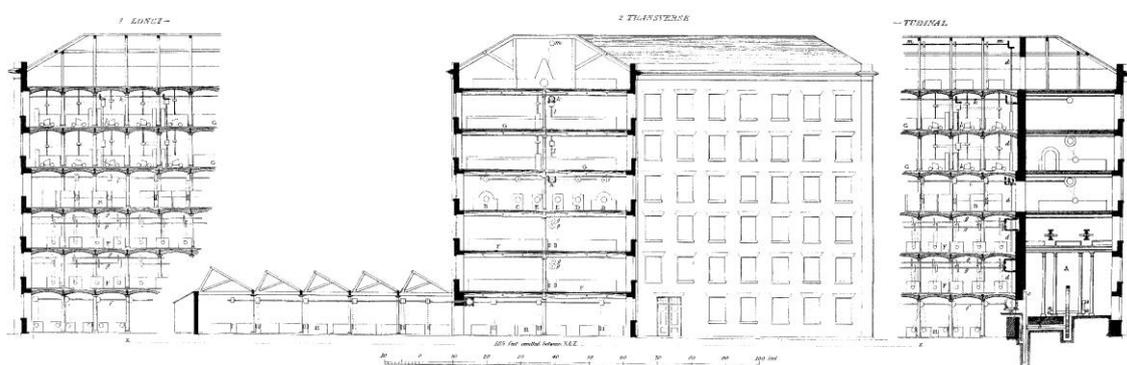
² David Abbott ed./坂本賢三監訳『世界科学者事典——6 技術者』原書房, 1987 年, 「アークライト」の項(筆者訳), 参照。

³ ランカシャ・ボイラや鉄橋梁の箱型桁構造, 自動平削盤などの発明者として技術史にその名をとどめる Fairbairn については『世界科学者事典——6 技術者』の項(筆者訳), 参照。ボイラ検査に係わる彼の業績については拙稿「蒸気動力技術略史」, W&F システムを紹介した文章としては拙稿「転換期の技術と社会・経済思想: 初期内燃 機関技術史とディーゼル」(いずれも大阪市立大学学術機関リポジトリ登載), 拙著『ディーゼル技術史の曲り角』信山社, 1993 年, 4~5 頁, 参照。

いるのに反して構造図ではこれが6層となっている。出典文献の著者、Ure に拠れば、これは絵の方には建屋の壮麗さを誇張しようとする画家の作為が働いていたからである。この事実から合理的に導かれるのは当時の英国においては単に地価対策としての高層化という論理とは区別される美意識ないし価値観、平たく言うなら見栄が共有されていたという命題である⁴。

なお、付言すれば、かような多層構造の工場における垂直物流は当然ながらエレベータに依存せねばならず、これもまた W&F システムのサブシステムとして主機によって駆動されるしかなかった。

図2 同工場に観る W&F システム



ditto., Plate 2.

図3は図2の右端、その配力システムの基幹部を示す。Aには竪型単筒の低圧蒸気機関が2基並列でツインバンクに据付けられていた。従って、そのクランク軸は共有であり、クランクピン位相は自己起動を可能にするため90°に設定されていた。ピストン・ストロークは7ft. 6in.(2286mm)と長大であったが、蒸気圧は1気圧を若干、上回る程度(ゲージ圧約0.5kg/cm²)の低圧・低速機関ゆえ、その合計出力は90HP/16rpm.に過ぎなかった。

図3 同上、配力システム基幹部

⁴ 付言すれば、詳細な解説抜きの単なる絵や図は必ずしも技術を正しく反映する典拠とはならないと考えるべきである。古来、誇張癖は人性の抜き難い一面である。

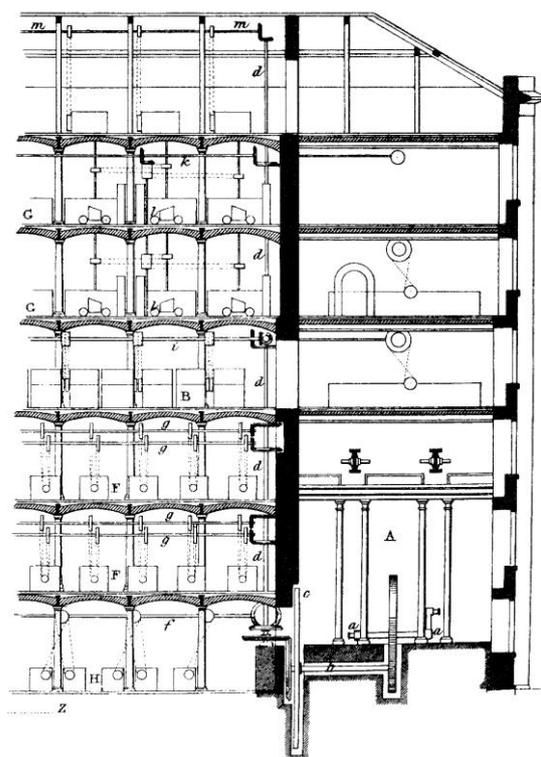
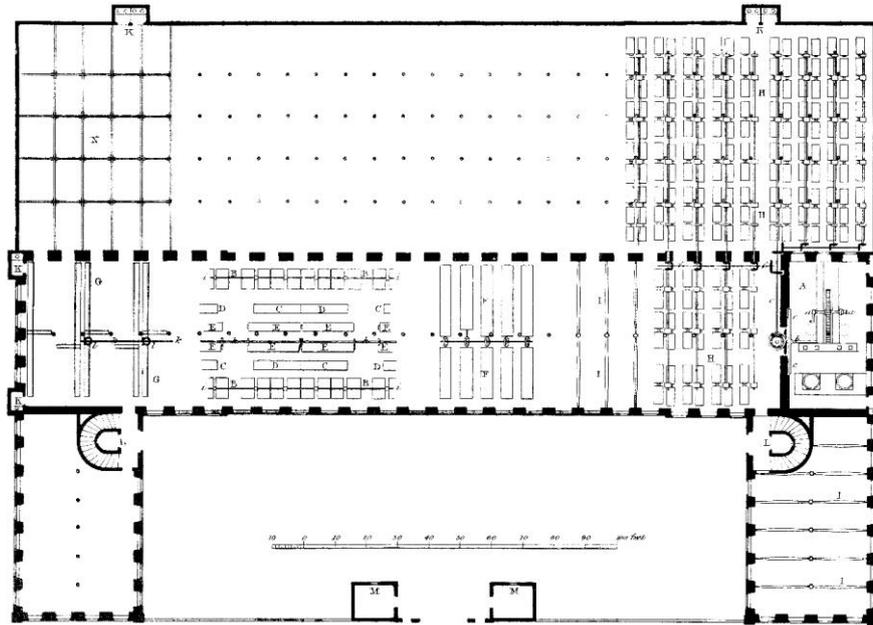


図2, 縦断面図右側をトリミング.

b の回転数はスパーギヤにより 44.3rpm.に上げられ, 重量約 5t の礎石上に据えられたアップライト・シャフト d の回転数はストレート・ベベルギヤによってさらに増速されて 58.84rpm.となった. ホリゾンタル・シャフト群 m, k, i, g, f はベベルギヤのギヤ比に応じて様々な回転数を有したが, おおむね増速されていた. エンジンルームの直上3層は混・打綿工程に割当てられており, 建屋中央部最上階には整経機と糊付け機が配置されていた. 以下, G, G は緯糸ミュール精紡機, B は梳綿機, F, F は経糸用のスロックスル精紡機(water frame 改め), H は織機である.

図4は同工場の平面配置を示す. 特定階のそれではなく, 各階の機械配置を貼り交ぜ式にサンプル表示したものである.

図4 同上, 平面配置図



ditto., Plate 1.

水平・シャフトに取付けられたプーリーからのベルトによる各作業機の駆動については本図に示される通りであるが、ベルト駆動その詳細については 4. にて取上げる。

W&F システムは当時流行の、あるいは最先端のスタイルであった。しかし、その基底には“為せば成る”を競うかのごときな心理的傾向ないし定向進化的側面も観取されるように見受けられる。何しろ、1836 年と言え、鋼の量産技術も高精度・高能率の歯切り技術も信頼性の高い高負荷軸受も存在しない時代であった。この点は決して閑却されるべきではない。

約半世紀後の 1893 年、つまり鋼の量産技術は確立したものの、次に観るように高能率のストレート・ベベルギヤ歯切り法については定番化未だし、といった時代に著された Nasmith の書に拠れば、W&F システムの弱点は大径のベベルギヤを多数、担持する非常に重いアップライトないしヴァーチカル・シャフトを最下部で支持するスラスト軸受にあった。これがどうしても過負荷に陥るため、その持ちは悪く、これが摩耗すると歯車全体の噛合いが不良となり効率低下と激しい騒音とが惹起された。

もっとも、スラスト軸受とは言え、実態は単なるスラストワッシャで、当時はスラストワッシャを 4 枚重ね(最上位：リン青銅など、2 位以下は鋼製)とし、かつ、その軸受面圧を $600\sim 800\text{lbs./in.}^2(42.1\sim 56.2\text{kg/cm}^2)$ を超えぬ程度に抑え込み、これをオイルバス潤滑することにより何となく折り合いが付けられていた⁵。

いま一つ、Nasmith は触れていないが、W&F システムとの係わりにおいては 19 世紀を

⁵ cf., Joseph Nasmith, *Students' Cotton Spinning*. 2nd., ed., Manchester, 1893, pp.433~434.

通じて歯切り技術の隘路も確実に存在していた。平歯車の成形歯切りに用いられる総形フライスの発明でさえ 1874 年であった。高精度・高能率の平歯車の歯切り技術すら存在しない時代に、その製造自体が平歯車に比してきわめて面倒であるベベルギヤを多用したことは W&F システムが抱えていた本質的な無理と断定せざるを得ない⁶。

何しろ、この時代に高能率の直歯傘歯車歯切盤などというモノは存在していなかった。ストレート・ベベルギヤの成形歯切り法は提案されはしたものの、実用性の低さにより棄却されている。倣い方式によるそれが William Gleason によって提案されたのは 1874 年であった。今日、多用されている創成方式によるベベルギヤの歯切り法も'70 年代以降の成果であり、定番となったグリーンソン式ベベルギヤ創成歯切り法が二代目、J., E., Gleason によって発明されたのは 1905 年のことである⁷。

19 世紀末期においてストレート・ベベルギヤを得るためには……先ず木製の実大模型を製作し、共摺り運転によってその当りを確認し、要すれば手作業による修正を施す。次にこの模型を木型として鑄造を実施し、鑄鉄粗形材を得る。次に鑄バリを除去した歯車粗形材を砥粒を用いた共摺り運転にかけて当りの確認を行い、要すれば砥石を用いた手作業による修正を行い、最後にこれを潤滑油による共摺り運転にかける……かような手順が不可欠であったと考えられる。木型についてはある程度の反復使用が可能であったものの、鑄造以降の工程はその都度、繰返されるしかなかったはずである。

このように生産性の低いベベルギヤを縦横に配置する所作は壮図であるとは言え、経済的合理性からは著しく乖離した営為となる。よって、大工場における配力システムの進化史は W&F システムからの部分的かつ段階的離脱、とりわけベベルギヤとアップライト・シャフトの排除という筋道を辿るべく運命付けられていたワケである。

2. ロープ伝動——1 次伝動におけるベベルギヤとアップライト・シャフトからの決別

1) 英国式ロープ伝動法

今日のクレーンを観れば明らかなように、大きなトルク、大きな力の伝達にはベルト伝動よりロープ伝動の方が適合的である。そしてこのロープ伝動、実は高回転・高速の動力伝達にも適している。例えば、100 馬力を超える動力伝達においてはベルトよりもロープの方が設備費は低廉となる。ロープの材料としては綿(屋内専用)ないし麻(おおむね屋外用)製のロープが使用され、時代が下ればワイヤーロープもこれに加わった。太いロープは曲げに対する抵抗が大きいいため所要伝達トルクに応じてロープは多条化され多条ロープ車が用いられる。

1 次伝動つまり原動機から水平・シャフトへの動力伝達の領域において W&F シ

⁶ 歯切り技術史については会田俊夫『新版 歯車の技術史』開発社、1973 年、59 頁、参照。

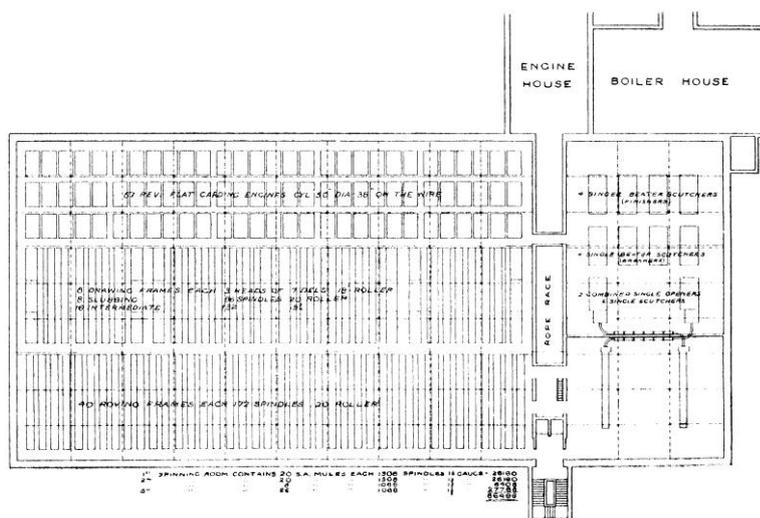
⁷ 同上書、82~86 頁、参照。

システムのシガラミからの脱出，すなわち生産性に劣るベベルギヤと重く，軸受負荷の大きなアップライト・シャフトとの組合せからの解放を可能にした決定的技術は英国式ロープ伝動法であった。これについて Nasmith 前掲書や 1924 年に著された William Scott Taggart の書などによって観て行こう。

英国式ロープ伝動法は輪ゴムの親方のような，繋いで輪にしたロープを必要に応じて複数用いる伝動法であり，単一式とも多条式とも称される。その長所は複数の従動車への動力分配が容易であること，多層建築の工場における動力分配にも適すること，ロープ 1~2 本に切断を生じてその機能が全面的に失われることが少ないことである。他方，その短所としてはロープの継目が多く，これによる振動・騒音の発生頻度が高いこと，ロープ各部への荷重配分を均等化し難いことが挙げられる⁸。

図 5 は Nasmith が掲げた 86494 錘を有する綿紡績工場の平面図で，階位は判らぬが梳綿～練条工程に与るフロアが示されている。原動機の様式についても不明であるが，1 次伝動はロープによっていた。ROPE RACE の RACE とは Channel といった程度の建築用語である。

図 5 19 世紀末，英国の綿紡績工場平面図

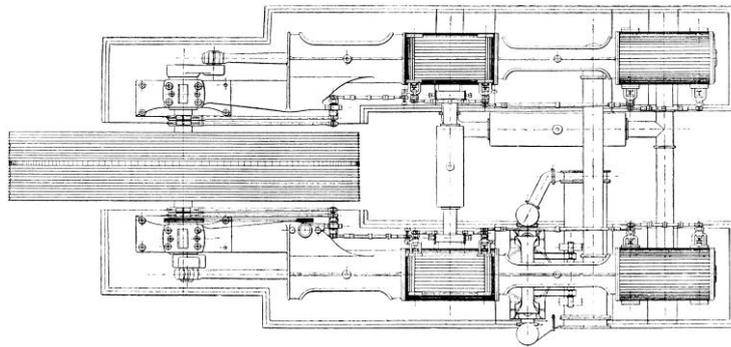


Nasmith, *Students' Cotton Spinning*. 2nd., ed., p.401 Fig.94.

図 6 は 19 世紀末期，英国の綿紡績工場で用いられた蒸気機関の一例で，その様式は横型ツイン・タンデム・コンパウンド機関である。工場平面図との対応については記述がない。

図 6 19 世紀末期，英国の綿紡績工場用蒸気機関の一例

⁸ ロープ伝動一般については cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement*. Vol.V pp.294~298.



ditto., p.416 Fig.98.

この蒸気機関に係わる技術データも示されていないが、Nasmith は綿工場動力用蒸気機関一般の仕様についての総括を与えてくれている(表 1)。これに拠れば、機関は 2~4 段階膨張で、ボイラ蒸気圧は 4.9~14kg/cm² にまたがっていた。図示馬力については表示の通りである。ストロークと平均ピストンスピードとから計算するに機関回転数も 35~80rpm. とマッチであったが、60rpm. を下回る個体が大半であった。図 6 の機関は Double Tandem の一例であるから 1000IHP 前後、回転数 35~56.5rpm. といったところであつたらう。

表 1 19 世紀末期、英国の綿紡績工場用蒸気機関一般の仕様

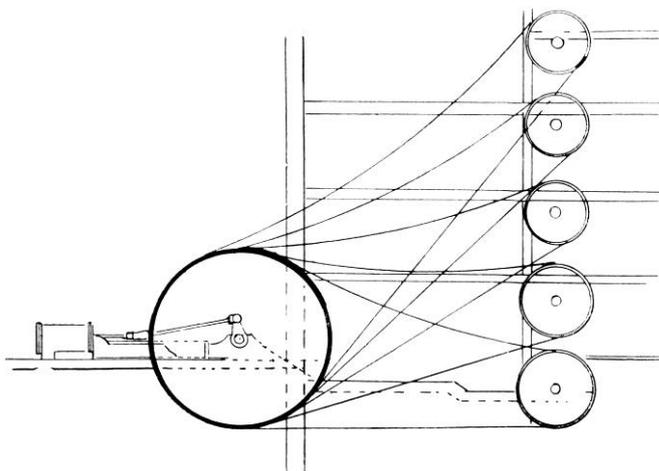
Type of Engine.	CYLINDER DIAM.		PISTON.		Ratio of cylinder areas.	Boiler pressure in lbs.					
	H.P. inches.	L.P. inches.	Stroke in feet.	Speed in ft. per min.		I.H.P. developed.	Coal consumed per I.H.P. per hour.	I.H.P. per hour.			
Compound.											
Side by side..	24	44	5	550	1 : 3.36	105	611	1.33			
Dbl. tandem..	21	42	6	432	1 : 4	100	914	2.00			
do. ..	20	40	5	565	1 : 4	93	962	2.10			
do. ..	24	48	6	420	1 : 4	90	1125	1.75			
Sing. tandem.	30	50	6	678	1 : 2.77	80	1250	2.85			
Side by side..	26	48	6	600	1 : 3.39	70	521	2.21			
Triple expan.	H.P.	Inter.	L.P.		H.P. to Inter.	Inter. to L.P.					
Horizontal 4 cylinders..	18	29	e'ch 34	6	492	1 : 2.6	1 : 2.7	163	771	1.87	
Vertical 3 cylinders....	16	26	42	4½	630	1 : 2.6	1 : 2.4	160	741	1.72	
Quad. Expan.	HP	1st Int.	2nd Int.	LP		H.P. to 1st Int.	1st Int. to 2nd.				
Vertical 4 cylinders	18	26	37	34	4½	720	1 : 2.08	1 : 2.01	200		
							2nd Int. to L.P.				
							1 : 2.14				

ditto., p.417.

ロープ伝動による 1 次伝動の様式は図 7 に示されている。ロープの下方が張り側になっているのはロープが従動ロープ車に接する円周長さを可及的に大とするためである。原動

ロープ車は図 6 にも観られたように多条式で、その条数は 40 が一般的であったが、67 という例も存在した。各階層ごとに数本のロープによる動力伝達が行われ、これらのロープはロープ・レースに収容された。なお、当時は最上位の従動ロープ車への張り側ロープの迎角は 45° を超えるべきではなかったと考えられていた。

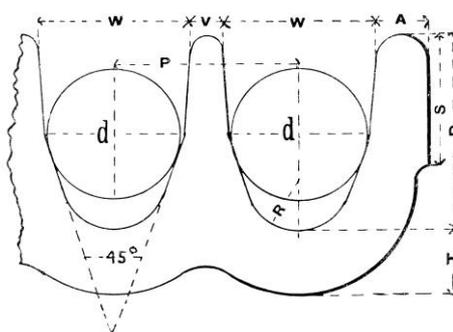
図 7 英国式ロープ伝動による 1 次伝動の様式



ditto., p.439 Fig.104.

ロープ車の溝形状・寸法としては図 8、表 2 に示されるようなモノが標準となっていた。ただし、接触面のなす角度については食込みを生じにくいとの理由から 40° を選好するメーカーも存在した。

図 8 19 世紀末期の英国におけるロープ車の標準的な溝形状



ditto., p.440 Fig.105.

表 2 19 世紀末期の英国におけるロープ車の標準的な溝寸法

Diameter of Rope = <i>d</i> , Inches.	P in.	D in.	R in.	W in.	T in.	A in.	V in.	S in.
1	1½	1¾	¾	1⅞	½	⅞	⅝	1
1¼	1⅞	1⅞	⅞	1⅞	⅝	⅞	⅝	1¼
1⅝	2	1⅞	⅞	1⅞	⅞	⅞	⅝	1⅝
1½	2¼	2	⅞	1⅞	¾	⅞	⅝	1½
1⅝	2¼	2¼	⅞	1⅞	⅞	⅞	⅝	1⅝
1¾	2½	2⅞	⅞	2	⅞	⅞	⅝	1¾
1⅞	2⅝	2½	⅞	2⅞	⅞	⅞	⅝	1⅞
2	2¾	2⅝	⅞	2⅞	1	⅞	⅝	2

ditto., p.441.

ロープ伝動における伝達馬力はロープ速度が遅きに過ぎれば滑りの影響が顕現し、速きに過ぎても遠心力による滑りが増すため減退してくる。19世紀末の英国において汎用されていた綿ロープの直径ならびにロープ速度と伝達馬力との関係は表3に示される通りである。1¼ in. φの綿ロープ1本による伝達馬力は4500~5100ft./min.において22.7馬力というピークを発揮し、2in. φの綿ロープのそれは4700~5000ft./min.において最大となり、ピークは4900ft./min.における61.6HPとなっていた。

表3 19世紀末期の英国における綿ロープの直径ならびに速度と伝達馬力との関係

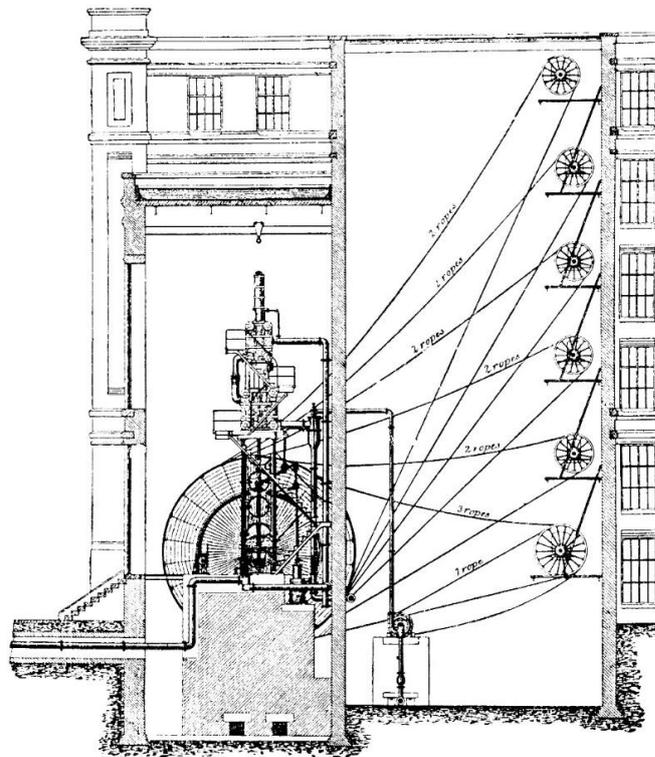
Speed per minute in feet.	DIAMETER OF ROPES IN INCHES.								
	1	1⅝	1¾	1⅞	1½	1⅝	1¾	1⅞	2
HORSE POWER TRANSMITTED.									
2500	10.8	13.4	16.7	20.5	24.3	28.5	33.2	38.1	43.4
2600	11.1	13.9	17.2	20.8	25	29.4	34.1	39.4	44.7
2700	11.4	14.3	17.7	21.7	25.7	30.2	35.3	40.6	46
2800	11.8	14.7	18.2	22.3	26.4	31	36.2	41.7	47.3
2900	12.1	15.1	18.7	22.9	27.1	31.9	37.2	42.8	48.6
3000	12.3	15.4	19.1	23.4	27.8	32.6	38.1	43.8	49.5
3100	12.5	15.7	19.5	24	28.4	33.4	39	44.8	50.6
3200	12.6	16.1	19.9	24.5	29	34	39.9	45.8	52
3300	13.2	16.5	20.3	25	29.6	34.8	40.8	46.8	53.2
3400	13.4	16.7	20.6	25.5	30.1	35.4	41.6	47.7	54.3
3500	13.6	16.9	20.9	26	30.6	36.2	42.3	48.6	55.2
3600	13.9	17.1	21.2	26.4	31.1	36.5	43	49.5	56
3700	14.1	17.3	21.5	26.8	31.5	37.1	43.6	50.2	56.8
3800	14.2	17.5	21.7	27	31.9	37.5	44.2	50.8	57.6
3900	14.4	17.7	21.9	27.3	32.2	37.9	44.8	51.4	58.2
4000	14.5	17.8	22.1	27.5	32.6	38.4	45.3	51.9	58.9
4100	14.6	17.9	22.3	27.8	32.9	38.7	45.8	52.4	59.6
4200	14.7	18	22.5	28	33.1	39	46.3	52.8	60.3
4300	14.8	18	22.6	28.1	33.3	39.3	46.6	53.2	60.6
4400	14.9	18.1	22.7	28.2	33.4	39.6	46.8	53.5	60.9
4500	15	18.1	22.7	28.3	33.5	39.7	47	53.8	61.2
4600	15.1	18.1	22.7	28.4	33.6	39.7	47.2	54	61.4
4700	15.1	18.1	22.6	28.4	33.7	39.8	47.4	54.2	61.5
4800	15.1	18	22.6	28.5	33.7	39.8	47.5	54.2	61.5
4900	15	18	22.5	28.5	33.7	39.9	47.6	54.3	61.6
5000	15	17.9	22.4	28.4	33.6	39.8	47.5	54.3	61.5
5100	14.9	17.8	22.3	28.3	33.4	39.6	47.4	54	61.3
5200	14.8	17.6	22	28.2	33.2	39.3	47.2	53.8	61.1
5300	14.7	17.4	21.8	28	33	39	47	53.6	60.9
5400	14.6	17.2	21.6	27.7	32.7	38.6	46.8	53.3	60.4
5500	14.5	17	21.3	27.3	32.3	38.2	46.1	52.8	59.8

ditto., p.446.

Nasmith に拠れば、19 世紀末期においてはベベルギヤを用いぬ他の工場 1 次伝動方式としてベルト伝動があった。もっとも、これは米国工場の一部において採用を見たものの、英国においてはほとんど顧みられなかった。平ベルト駆動の伝達馬力はロープ伝動のそれより小さい上、多層構造の工場における 1 次伝動にベルトを用いれば原動プーリーの幅がヤタラに広がるばかりか、巨大なロープ・レースを要することになったからであろう。

図 9 は約 30 年後、1920 年代の画像で、英国 Wm. Kenyon & Sons, Ltd.の特許・交互撚り綿ロープを用いた 6 層建ての紡績工場の 1 次ロープ伝動システムを示す。原動機は豎型機関らしいが、相変わらず低速であったとみえ、駆動プーリー径は巨大である。最上位の従動ロープ車へのロープ迎角は往年の警句を他所に 65° と大きく採られている。

図 9 Wm. Kenyon & Sons, Ltd.の特許・交互撚り綿ロープによる紡績工場伝動システム



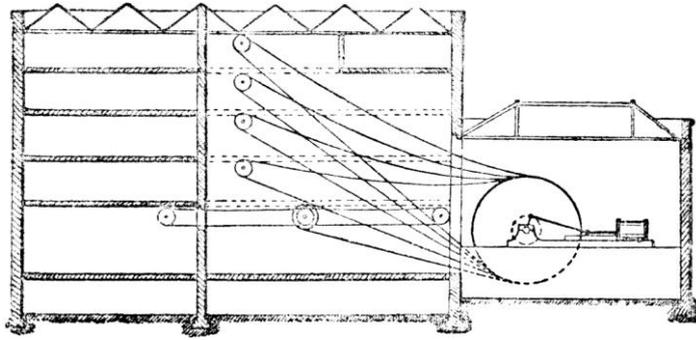
SPINNING MILL DRIVE.

William Scott Taggart, *Cotton Spinning*. Vol.I, London, 1924, advertisement⁹.

図 10 は邦語文献に紹介された中層工場に具現された英国式ロープ伝動システムであり、ロープの迎角からしてこちらの方が古式に則っているらしい。機関は横型である。

図 10 邦語テキストに紹介された中層工場の英国式ロープ伝動システム

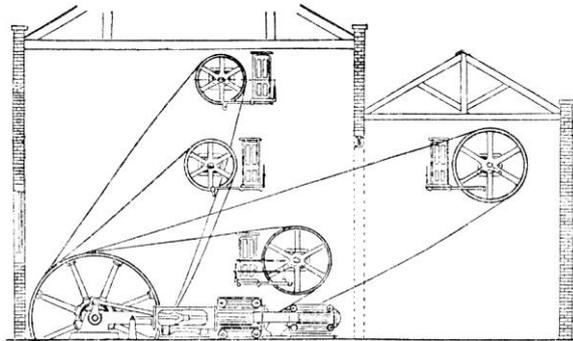
⁹ この広告は同書全 3 巻に掲載されているが、印刷仕上りのよいものを選んだ。



渡部寅次郎『改訂 機構學』工業教育會，改訂 8 版，1935 年，173 頁，第百六十三圖¹⁰。

図 11 は低層工場に適用を見た英国式のロープ 1 次伝動システムを示す。低層とは言え、原動機はツイン・タンデム・コンパウンド機関らしく描かれているから、本実施例は決して小さな町工場におけるそれというワケではなさそうである。所要馬力の相対的に大きな作業機，例えば工作機械などが駆動されていた工場なのではなかろうか？ もっとも，図が正しい加減だけであるのか，ロープは常則に反して上が張り側に描かれている。

図 11 邦語テキストに紹介された低層工場の英国式ロープ 1 次伝動システム



吉澤武男『巻掛傳動』岩波講座機械工学[II 機械の要素] 1942 年，33 頁，第 62 圖。

なお，ロープ伝動システムは大きなトルクの相当な距離を隔てた伝達に適するのみならず，そこでは軸間距離がロープ車の平均直径の 3 倍を下回らぬ条件下なら 7° までの軸相互間傾斜が許容され，中間車を介在させればこれを 2 倍化することも容易であった。この場合，ロープ溝に傾斜を付与する所作も行われはしたが，かくすればスラストを生ずるため，むしろ溝幅を拡げ，その表面粗さを向上させる手法が選好された¹¹。

また，ロープ伝動においては次項に観るとおり案内車の適当な配置によって原動車と従動車との関係位置を様々に採ることが可能となる。その融通性はやがて短い軸間距離に適

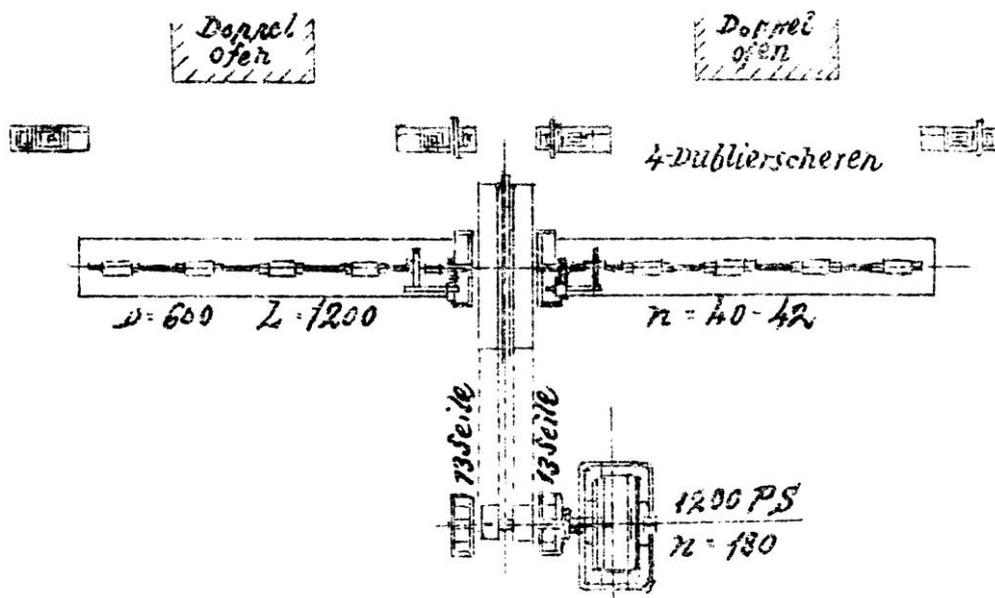
¹⁰ 浅川権八・生源寺 順・西 健 監修，大日本工業學會編纂『機構學』1937 年，99 頁，第 155 圖もほぼ同じ。

¹¹ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement*. Vol.V p.295.

合する機械的動力伝達方式として普及してくる V ベルトのそれなど遥かに凌ぐレベルにあった。

なお、ロープ伝動は繊維や機械工場だけでなく、圧延工場においてさえ実用されていた。図 12 は薄板圧延ミルを 26 本のロープ伝動によって駆動する例である。説明書きはドイツ語であるが、ドイツの工場の図であるとの確証はない。ロープの使い方は英国式である¹²。

図 12 26本のロープ伝動による薄鋼板圧延ミルの例



布目四郎吉『鐵及鋼の壓延作業法』丸善，1917年，卷末折込第二百廿八圖。

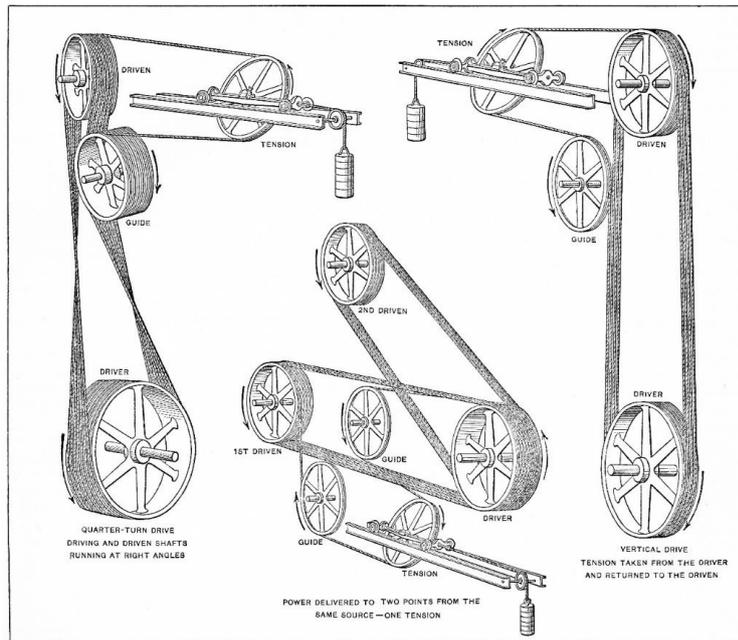
2) 米国式ロープ伝動

米国式ロープ伝動法においては繋がれて大きな輪になった 1 本のロープが一筆書きのように幾つものロープ車に絡ませられる。それはクレーンの動滑車をエンドレスにしたような流儀であるがゆえに連続式などとも呼ばれる。その長所はロープの継目が 1 つであるから、これによる振動・騒音の発生頻度が低いこと、ロープ各部への荷重配分を均等化しやすいことにある。短所は 1 箇所の切断でその機能のすべてが失われることにある。

図 13 は米国式ロープ伝動 3 態を示し、左は駆動軸と従動軸とがねじれの位置にあって直角をなしている場合の、同中は 2 本の平行従動軸への、同右は平行真上の従動軸への米国式ロープ伝動による動力分配を示す。

図 13 米国式ロープ伝動 3 態

¹² この図に描かれた機器の意味や圧延ミルについては拙稿「プルオーバー・ミルの時代」（『ツールエンジニア』誌掲載予定→IRDB）、参照。



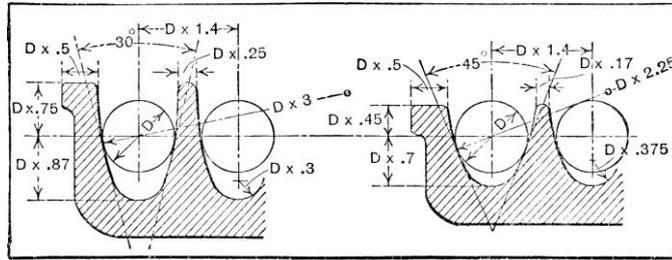
Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V p.298 Fig.6.

英米両方式の一般的得失については上述の通りであるが、英国式は本質的に高(中)層工場に適し、米国式は平屋の工場に適している。単に地価の差からのみ英国流の工場多層化について云々し切ってしまう論議では意を尽くせぬように想われるが、この根本的な適性差を無視した教科書的英米方式得失論は的外れである¹³。

1920年代末期の英米両国におけるロープ車の溝形状について、同じ資料は図14のようなデータを掲げている。何れにおいても溝の円周方向からみたロープ接触部断面は円弧となっている。これは、かくする方が接触面積を稼げ、かつ、接触圧の分布をなだらかにし得るためであろう。左側に観る英国式の溝形状はNasmithが伝えたそれと全く異なる30°の接線交差角を持つ急傾斜の円弧断面となっており、右側の米国式の方が45°という大きな接線交差角を持つ、謂わば旧英国式をヨリ強く意識したような恰好の円弧断面になっていることが興味深い。

図14 1920年代における英国式(左)および米国式(右)ロープ車の溝断面

¹³ 坪井道三・藤井義信『機械設計』第5班，丸善，1937年，546~547頁，吉澤武男『巻掛傳動』35頁，日本機械學會機械要素部門委員會『機械設計(下巻)』1951年，566~567頁，参照。



Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V p.293 Fig.I.

表 4 に示される 1920 年代末期, 米国のデータに拠れば, ロープ伝動における伝達馬力は
 ロープ速度 4000~5000ft./min.(1219~1524m/min.)あたりで最大値を示していた.

表 4 1920 年代の米国における綿ロープ伝動の伝達馬力

Velocity in Feet per Min.	Diameter of Ropes in Inches						
	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2
	Horsepower Transmitted by Each Rope						
2000	7.0	9.1	11.0	14.2	20.5	28.0	36.5
2100	7.3	9.5	12.1	14.9	21.4	29.2	38.1
2200	7.6	9.9	12.6	15.5	22.3	30.4	39.7
2300	7.9	10.2	13.0	16.1	23.1	31.5	41.1
2400	8.1	10.6	13.4	16.6	23.9	32.6	42.5
2500	8.4	11.0	13.9	17.2	24.7	33.7	44.0
2600	8.7	11.3	14.4	17.8	25.5	34.8	45.4
2700	8.9	11.7	14.8	18.3	26.3	35.9	46.8
2800	9.2	12.0	15.2	18.8	27.1	36.8	48.1
2900	9.4	12.3	15.6	19.3	27.8	37.8	49.3
3000	9.6	12.6	16.0	19.8	28.4	38.7	50.4
3100	9.9	12.9	16.3	20.2	29.0	39.6	51.6
3200	10.1	13.1	16.6	20.6	29.6	40.4	52.7
3300	10.3	13.4	17.0	21.0	30.2	41.2	53.8
3400	10.6	13.7	17.3	21.5	30.8	42.0	54.6
3500	10.7	13.9	17.6	21.8	31.4	42.8	55.8
3600	10.8	14.1	17.9	22.1	31.8	43.3	56.5
3700	11.0	14.3	18.2	22.4	32.3	44.0	57.3
3800	11.1	14.5	18.4	22.7	32.7	44.5	58.2
3900	11.3	14.7	18.5	23.0	33.1	45.0	58.8
4000	11.4	14.8	18.7	23.2	33.4	45.5	59.4
4100	11.5	15.0	19.0	23.5	33.7	46.0	60.0
4200	11.5	15.1	19.1	23.7	34.0	46.3	60.4
4300	11.6	15.2	19.2	23.8	34.2	46.6	60.8
4400	11.7	15.3	19.3	23.9	34.4	46.8	61.2
4500	11.7	15.3	19.4	24.0	34.5	47.0	61.4
4600	11.8	15.4	19.4	24.1	34.6	47.1	61.5
4700	11.8	15.4	19.5	24.1	34.7	47.2	61.6
4800	11.8	15.4	19.5	24.2	34.7	47.3	61.7
4900	11.8	15.4	19.5	24.1	34.7	47.2	61.6
5000	11.8	15.4	19.4	24.1	34.6	47.1	61.5
5100	11.7	15.3	19.4	24.0	34.5	47.0	61.2
5200	11.7	15.2	19.3	23.9	34.3	46.7	61.0
5300	11.6	15.1	19.2	23.7	34.1	46.4	60.6
5400	11.5	15.0	19.0	23.5	33.8	46.0	60.0
5500	11.4	14.8	18.8	23.2	33.4	45.5	59.4
5600	11.2	14.7	18.6	23.1	33.1	45.2	58.8
5700	11.1	14.4	18.3	22.6	32.5	44.3	57.8
5800	10.9	14.2	18.0	22.3	32.1	43.7	57.1
5900	10.7	14.0	17.8	22.0	31.6	43.0	56.2
6000	10.6	13.9	17.6	21.7	31.2	42.5	55.5
6500	9.2	12.0	15.2	18.8	27.1	36.9	48.1
7000	7.4	9.6	12.2	15.0	21.4	29.5	38.4

Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V p.296 Table I.

1 $\frac{1}{4}$ in. ϕ の綿ロープ 1 本による伝達馬力は 4500~5100ft./min.において 24 馬力を超え、最大値は 4800ft./min.にて 24.29 馬力、2in. ϕ の綿ロープのそれは 4400~5200ft./min.において 61 馬力を超え、最大値は 4800ft./min.にて 61.7 馬力を示している。19 世紀末、英国のデータ(前掲表 3)に拠れば、1 $\frac{1}{4}$ in. ϕ の綿ロープ 1 本による伝達馬力のピークは 4500~5100ft./min.にて 22.7 馬力、2in. ϕ の綿ロープのそれは 4700~5000ft./min.にて太く、ピークは 4900ft./min.における 61.6HP となっていたから、この 30 年ばかりの間、こと最大伝達馬力という点に関する限り、大した進歩は観られていなかったワケである。進歩があったとすれば、それは耐久時間の面においてであったかも知れない。それでも、天然繊維の機械的性質に多くを依存する綿ロープによる伝達動力がこの程度にではあれ向上を示していたこと自体は高い評価に値する成果であったと言えよう。

また、表 5 に示される通り、新顔と形容されるべき動力伝達用ワイヤーロープは 1in. ϕ までであったが、もちろん綿ロープよりも遥かに強力で、1800ft./min.にて 202 馬力を伝達できた。しかし、最大伝達馬力は 1 $\frac{1}{16}$ in. ϕ のモノを 4800ft./min.で走らせた時の 245 馬力であった¹⁴。

表 5 1920 年代の米国におけるワイヤーロープ伝動における伝達馬力

Diameter of Rope, Inches	Velocity of Rope -- Feet per Minute							
	600	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800
$\frac{3}{8}$	10	19	28	38	47	56	64	73
$\frac{7}{16}$	13	26	38	51	63	75	88	99
$\frac{1}{2}$	17	34	51	67	83	99	115	130
$\frac{9}{16}$	22	43	65	86	106	128	147	167
$\frac{5}{8}$	27	53	79	104	130	155	179	203
$\frac{11}{16}$	32	63	95	126	157	186	217	245
$\frac{3}{4}$	38	76	103	150	186	223
$\frac{7}{8}$	52	104	156	206
1	68	135	202

Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V p.297 Table II.

ドイツ、Charlottenburg の Technical Institute における実験に拠れば、ロープ伝動の効率は 1 本掛けの場合、最大 97% 2 本掛けでは最大 95%、4 本掛けでは同 90%であった。これらは理想的な条件下での実験値であるが、ロープ伝動においては傾向的に本数増加に相関して効率は減退を示した。また、伝達効率自体は平ベルト伝動の方が優れていた。ロープ伝動においては大きな張力を要するため、平ベルト伝動に比して軸受の摩擦損失も大であり、テンショナーの付設による効率低下も後者におけるより大であった。しかし、大きなトルクを相当な距離を隔てて伝達すべき工場 1 次伝動の機械的方途としてロープ伝動は平ベルト伝動より遥かに適合的な、代替不可能なシステムであった¹⁵。

なお、この期に及んで付言するまでもないことではあろうが、いかに高精度・高能率のストレート・ベベルギヤ歯切り法が確立された 20 世紀前半期といえども、敢えてこれを重畳

¹⁴ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V pp.296~297.*

¹⁵ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.I p.339.*

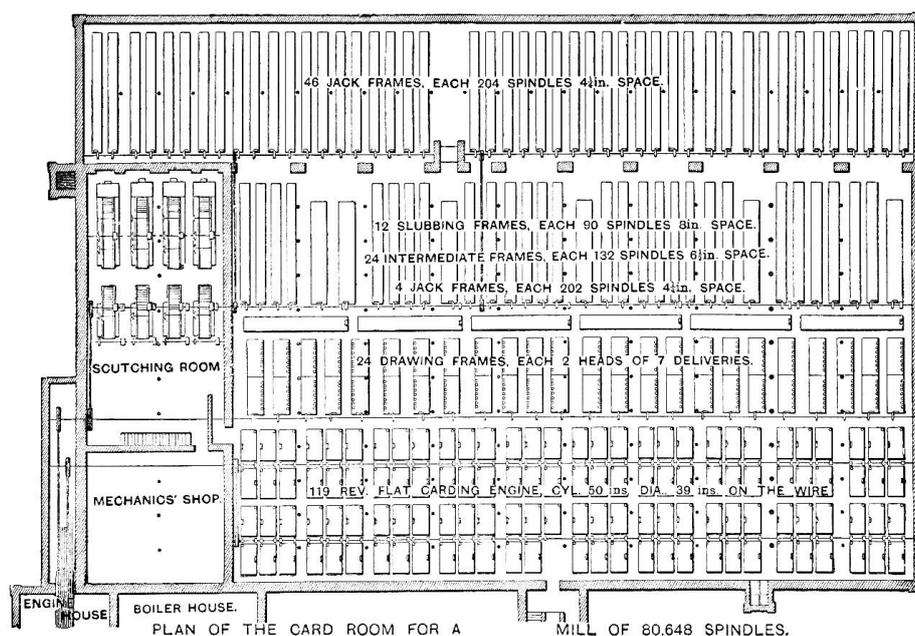
させ、アップライト・シャフトとともに工場 1 次伝動装置として駆使するがごとき酔狂は試みられ得なかったと考えて宜しかろう。

3. ホリゾンタルないしライン・シャフトとカウンターシャフト

1) ホリゾンタルないしラインシャフト

ホリゾンタルないしラインシャフトからの全面解放は作業機の電動機による直接駆動の到来まで先送りされねばならなかったから、それはアップライト・シャフトに比して著しく長命な技術となった。図 15 は 1920 年代英国における紡績工場の上流工程に与った工場フロアの平面図である。左下に見えるエンジンハウス駆動プーリーの描き方から原動機は横型蒸気機関であったようである。クランク軸ロープ車からの 1 次ロープ伝動によってプライマリー・ラインシャフトが駆動され、さらにそこから分岐して第 2 位以下のラインシャフトが駆動されていた。

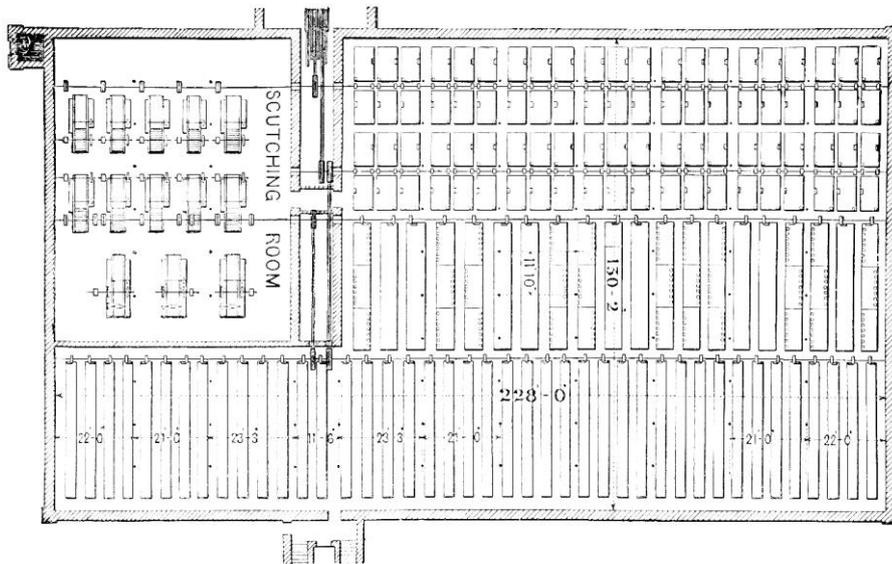
図 15 打綿・梳綿・練糸・始紡・精練紡機フロアの平面配置



William Scott Taggart, *Cotton Spinning*. Vol. III, London, 1925, p.387 Fig.212..

図 16 は 5 階建て工場における梳綿機フロアを示す。前図の工場より階層が多かったと見え、駆動ロープ車の幅が広がっている。

図 16 5 階建て工場における梳綿機フロアの平面配置



ditto, p.389 Fig.214.

続いて、機械工場のラインシャフティングに係わる技術の要点を 1920 年代末期の米国における処方の中から縦覧してみよう。ラインシャフトの回転数は通常の機械工場では 110~150rpm., 研削工場では 300rpm.. 木工機械駆動工場の場合は 200~250rpm.が相場とされていた。シャフトの設計に際してはねじれ剛性、曲げ剛性、軸受間でのたわみに対する配慮が肝心であった。ねじれ角の許容値は 1ft.につき 0.08° とも主張されていたが、別の識者は大きなトルクを伝達し、はなはだしい衝撃ないし変動荷重、とりわけフルのバックトルクを受けつつ機能する第 1 級シャフトについては 0.05° /ft., 規則正しい負荷の下で機能し、十分耐えられる程度の衝撃荷重に曝されはするがフルのバックトルクは受けない第 2 級シャフトについては 0.075° /ft., 軽負荷で機能し、ゆっくりした荷重変動以外は被らず、バックトルクをかけられることのない第 3 級シャフトにおいては 0.1° /ft.を許容値とすべしと述べていた¹⁶。

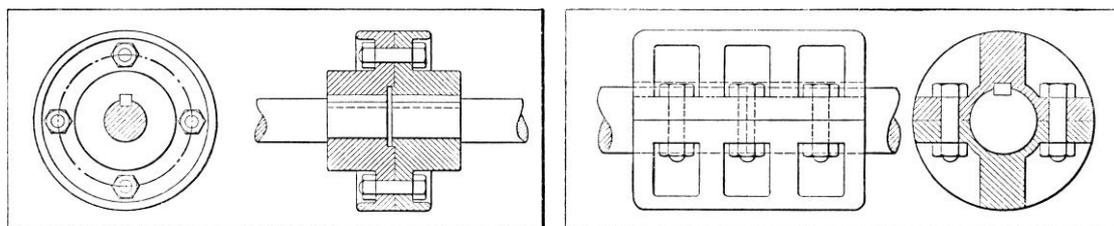
シャフトの材料が高炭素鋼である場合の許容ねじりモーメントを 1 とすれば、中炭素鋼ないし構造用鋼のそれは 0.98, 青銅 0.81, リン青銅 0.83, メイプル(楓)0.526, ヒッコリー(クルミ科)0.513 に制限された。鋼以外の材料が用いられるケースは工場内部が化学的に腐蝕性を有する雰囲気をもつ場合であった。鋼材としては直径 3in.までは冷間圧延丸棒鋼, 3~5in.のモノには冷間圧延丸棒鋼か熱間圧延棒鋼の旋削品, 多くの場合後者が用いられ, 5in.を超えると後者のみとなっていた。冷間圧延品はキー溝が彫られる場合以外はプレスによる曲り直しなしで用いられ得た。

丸鋼の長さには制約があるため、長いラインシャフトを実現するには所々に継手を配することが必至となる。継手としてはフランジ継手やクランプ継手(図 17), 軸芯合せの精度に

¹⁶ 以下の記述については主として cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement*. N.Y., 1929, Vol.V pp.331~339.

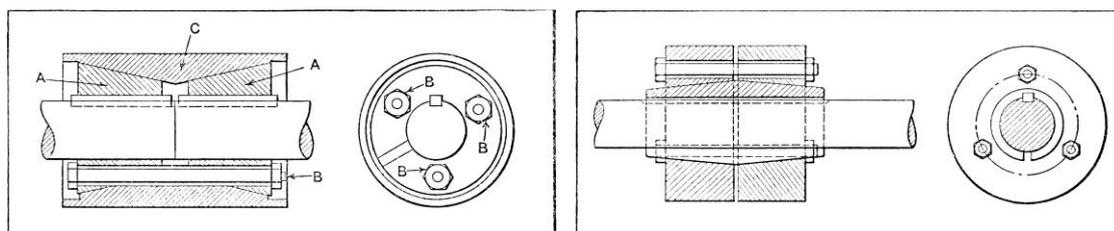
寄与する部品の工作精度を旋削のみによって担保し得る点と伝達トルクのみならず軸方向の引張強度も大である点においてそれらより遥かに合理的な Sellers' Coupling や Double-cone Coupling(図 18)といったテーバ継手の類が用いられた。動力損失を伴うオルダム継手や弾性に依拠するたわみ継手の類はよほどの事情でもない限り、使用されなかったようである¹⁷。

図 17 フランジ継手(左)とクランプ継手



Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol. II p.229 Fig.1, 2.

図 18 Sellers' Coupling(左)と Double-cone Coupling



ditto., p.229 Fig.3, 4.

ラインシャフトは自重やプーリーないし歯車にかかる荷重のために曲げられつつトルクによってねじられながら回転し動力を伝える。この時のたわみは 0.010in./ft.を限度とすることが可とされた。軸受間隔を過大に採ることは回避されねばならない。この点に係わる実験式は 1900 年, J.,J., Guest によって導かれたが, その理論を実用的な値として視覚化したのが表 6 である。そこから中炭素鋼製で自重以外に曲げの力を受けないラインシャフトによって 40 馬力を 250rpm.にて伝達するのに必要とされるシャフトの最小直径を求めれば, 毎分回転数 250 の列を辿って 40 馬力に至ったところの左端の数値, すなわち 2in.で,

¹⁷ シャフト材料たる丸鋼の長さについては記述が見られない。ピレットのサイズが与えられれば断面積縮小率から圧延後の長さも計算されるワケであるが, 長さが尊ばれるルールとは異なり, 一般に丸鋼の標準長さは細いものでも 7m, 太いものなら 5.5m といったところが上限となっている。機械設計便覧編集委員会『機械設計便覧』丸善, 1958 年, 151 頁, 参照。状況的に Sellers は William Sellers & Co. Inc.のことと想われるが, 出典文献には単に Sellers としか記されていない。この会社については完全な商号を伴う明確な記載が観られるところで改めて言及する。

軸受間最大距離 14.2ft.ということになる。プーリーや歯車からの曲げを受けるラインシャフトであれば必要最小直径は同様にして 2¼ in.弱、軸受間最大距離 8.9ft.弱と求められる。

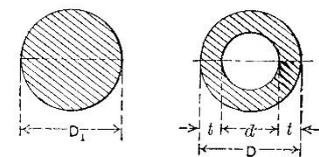
表6 中炭素鋼製中実ラインシャフトによって伝達される動力

Diam. of Shaft, Inches	Transmitting Power, but Subject to No Bending Action Except Its Own Weight						Transmitting Power, and Subject to Bending Action of Pulleys, Belting, etc.					
	Revolutions per Minute					Max. Distance in Feet between Bearings	Revolutions per Minute					Max. Distance in Feet between Bearings
	100 H.P.	150 H.P.	200 H.P.	250 H.P.	300 H.P.		100 H.P.	150 H.P.	200 H.P.	250 H.P.	300 H.P.	
1½	7	10	14	17	20	11.7	5	7	10	12	14	6.8
1¾	9	13	17	21	26	12.4	6	9	12	15	18	7.2
1¾	11	16	21	26	32	13.0	8	11	15	18	22	7.5
1¾	13	20	26	33	40	13.6	9	14	19	23	28	7.9
2	16	24	32	40	48	14.2	11	17	23	28	34	8.2
2¼	19	29	38	48	58	14.8	14	21	27	34	42	8.6
2¼	23	34	46	57	68	15.4	16	24	33	41	48	8.9
2¾	27	40	54	67	80	16.0	19	29	38	48	58	9.2
2¾	31	47	63	78	94	16.5	22	33	45	55	66	9.6
2¾	42	62	83	102	124	17.6	30	44	59	74	89	10.2
3	54	81	108	134	162	18.6	39	58	77	96	116	10.8
3¼	69	103	137	172	206	19.7	49	74	98	123	148	11.4
3¼	86	129	172	215	258	20.7	61	92	123	153	184	12.0
3¾	105	158	211	264	316	21.6	75	113	151	188	226	12.5
4	128	192	256	320	384	22.6	91	137	183	228	274	13.1

Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. N.Y., 1929, Vol.V p.334 Table II.

なお、同一断面積で比較すれば中実の丸棒よりも管材の方が大きな断面係数を有するため大きなトルクを伝達することができ、同一強度なら軽く仕上がるからたわみも少なくなる。よって、大径のラインシャフトには管材が多用された。管材への代替による軽量化効果は表7 掲示の通りである。

表7 中実ラインシャフトを様々な管材に置換えた場合の軽量化効果



Ratio of	Ratio $d \div D$						
	c. 50	0.60	0.70	0.75	0.80	0.85	c. 90
$D \div D_1 =$	1.021	1.047	1.095	1.135	1.192	1.279	1.427
$d \div D_1 =$	0.510	0.628	0.767	0.851	0.951	1.087	1.284
$t \div D_1 =$	0.257	0.209	0.164	0.141	0.119	0.096	0.071
Weight of hollow shaft *	78.3	70.2	61.3	56.4	51.6	45.4	38.7

* Weight of hollow shaft is given in per cent of weight of solid shaft.

ditto., p.335 Table III.

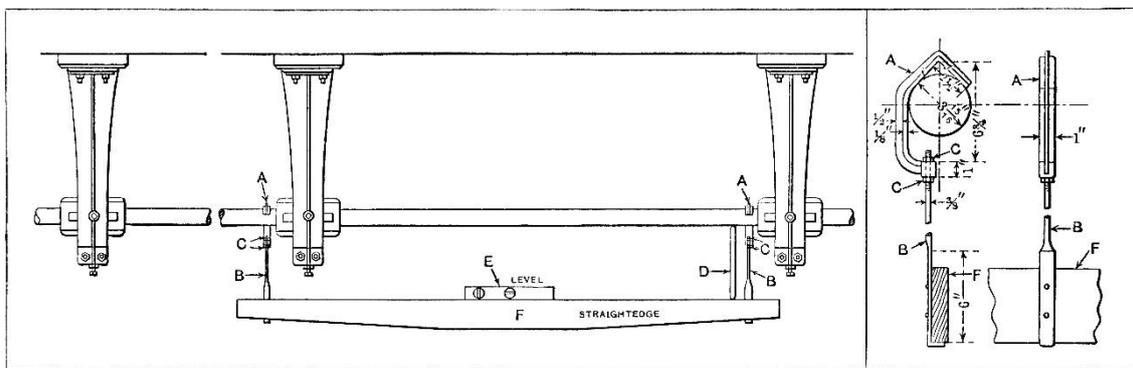
大きな鋼塊においては中心部の組織が粗となる上、そこに収縮管(収縮空孔)を生じている

から、中心部を穿孔・中ぐりによって除去し、管材を得る工法は材料品位の点からも有利であった。初めから中空の鋼鑄物を調製することは禁忌とされていた¹⁸。

摩擦損失低減のためにはラインシャフトの垂直および水平面内におけるアライメント確保が肝心となる。その具体的方途としては①：ピアノ線と水準器とを用いる計測、と②：トランシットとターゲットとを用いるそれとがあった。主として依拠されたのは①である。②は建築測量の派生形態である。

新規にラインシャフティングを行う際には先ず、軸受箱の微調整にて正確なアライメントが得られるようハンガーないしラインシャフト軸受を要所にほぼ正しく配置する。次に軸受にラインシャフトを通し、これを水平面内に収める。最後に、強く張られたピアノ線等を基準にしてラインシャフトを垂直面内に収める。これを先ず、^{レベル}水平出しの方から見て行う。図 19 は定規と水準器によってラインシャフトの水平出しを行うやり方である。

図 19 ラインシャフトの水平出し (1)定規と水準器



ditto., p.336 Fig.1 and 2.

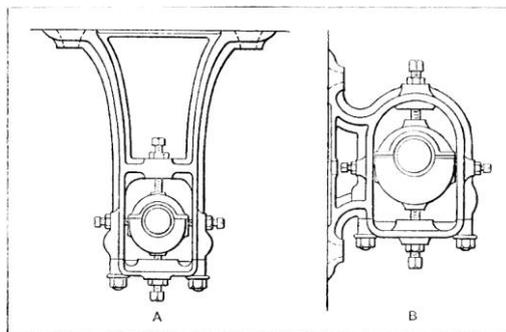
調節可能な吊り金具 B の長さは使用されるプーリーをまたぐのに充分でなければならない。定規 F の全長はハンガーのピッチより 1ft.程度長くあるべきで、その材料は松や糸杉のような軽い木材とし、少なくともその厚さは 1in.を超え、幅はたわみを抑えるため充分広く採られていなければならない。D はゲージで、これを両端付近に当ててシャフトと F との平行を出し、続いて水準器 E で水平が出るように軸受箱を微調整する。長い水平・シャフトの水平出しは先ず中央部で行い、両端部へと展開させて行くことが望ましい。測定装置の誤差をキャンセルするために測定は装置を反転させながら実施する。かくすれば、全長 500ft.(152m)のラインシャフト両端における高さ誤差を $\frac{1}{16}$ in.(1.6mm)に抑えることが可能となる。

なお、ラインシャフトのハンガーとしては図 20 のような金物が用いられていた。軸受箱

¹⁸ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement.*, Vol.V p.335. 中心部に空孔云々はキルド鋼に係わる記述であろう。また、品質優良な鑄鋼管を得る方途としては後年、遠心鑄造が実用されている。

の水平・垂直面内の調節機構は図示の通りである。A は基本的なハンガー＝天井吊下げ型で床上に倒立させればフロアスタンドと呼ばれた。B は垂直面取付型でウォール・ブラケットないしポスト・ハンガーと呼ばれた。

図 20 シャフト・ハンガー



Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. III p.512.

A, B いずれにもハンガー軸受として William Sellers & Co. Inc.の創案になるものと伝えられている外殻に球面座を有し球面受金によって支持される“ball-and socket-bearing”が用いられている。この種の自動調心軸受は上下位置のみ調節可能で、左右に大きくシフトさせる場合にはハンガー自体を移動させることが必要で、取付孔は長孔となっていた。1860年創業の同社は米国におけるボイラ注水器のパイオニアとして知られている¹⁹。

ハンガー軸受用メタルとしては重量のあるシャフトに対しては青銅製ないしホワイトメタル(バビット)が、軽量のシャフトに対しては表面に保油性のある鑄鉄が汎用され、その許容面圧は前者において $100\sim 150\text{lbs./in.}^2(7.02\sim 10.53\text{kg/cm}^2)$ 、後者において $15\sim 25\text{lbs./in.}^2(1.05\sim 1.76\text{kg/cm}^2)$ と目されていた。軸受長さの内径に対する比は軸受箱が固定式である場合は 2~3、球面座を持つ自動調心軸受箱においては 3~4 に採ることが一般的処方であった²⁰。

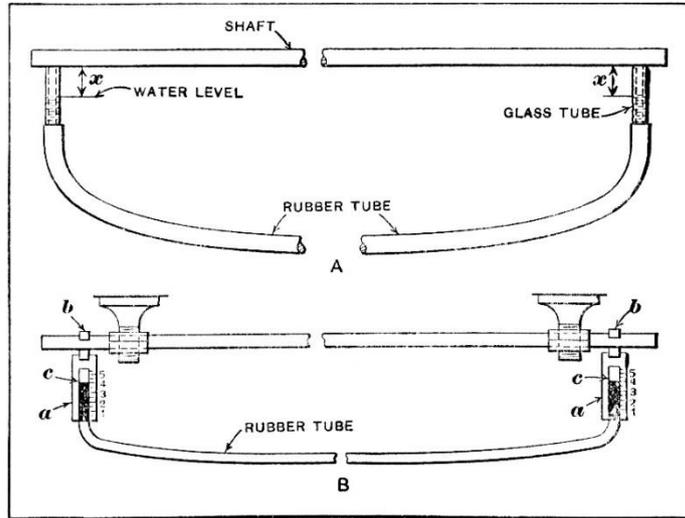
図 21 は定規・水準器法とは異なる簡便なレベリング方式で、建築現場で用いられる“水盛り”そのものである。ラインシャフトが水平なら A 図、左右の a は等しい値となる。ゴム管を巡らせられさえすれば、この方式はラインシャフトが壁を貫通している箇所にも適用可能となる。B 図はガラス管を当てる代りにフック b によりゲージグラスを正確に吊るも

¹⁹ cf., *Locomotive Cyclopedia of American Practice*, 13th., ed., N.Y., 1947, p.383. 注水器は複雑な砲金鑄物を本体粗形材とする。注水器の構造および機能については拙稿「C53型蒸気機関車試論[訂正版]:近代技術史における3気筒機関車の位置付けと国鉄史観、反国鉄史観」, 「機関車用給水・給水加熱装置の技術史:大恐慌・大戦と蒸気機関車」(いずれも大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載), 参照。

²⁰ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. I p.310.*

ので、A図とは異なり、1人の作業員でcの高さを順次、読み取ることができる。

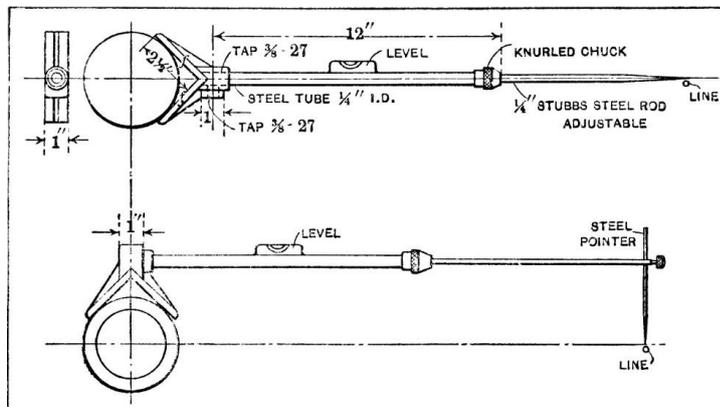
図 21 ラインシャフトのレベル出し (2)水盛り



ditto., p.337 Fig.5.

ラインシャフトが水平面内に収められれば、次にはこれを垂直面内に定位せしめる階梯へと進む。図 22 上下において LINE——片方に取付けた錘によって強く張られた細いピアノ線が最適である——が基準線を与える。ラインが長くなる場合、中央部には適切な振れ止めを配し、風による揺動を抑止する。測定装置は一種の V ブロックと鋼管と棒鋼とを基本的構成要素とする。図 22 下は直径を異にするラインシャフトが連なっている場合にそれらを次々に測定して行く場合の V ブロック使用法である。ちなみに、長大なラインシャフトにおいては駆動部で 12in.(304.8φ)、終端部で 1½ in.(38.1φ)といった段階的軸径配分が珍しくはなかった。

図 22 ラインシャフトの水平面内での位置合せ要領

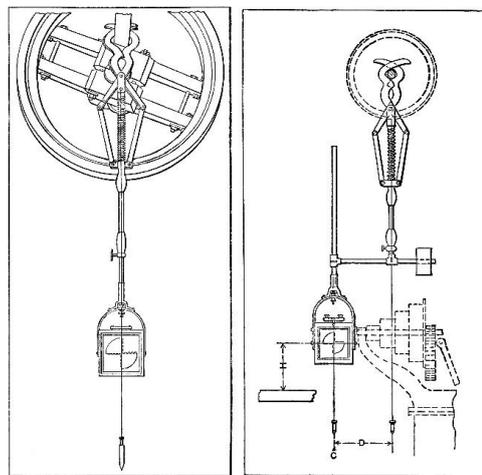


ditto., p.337 Fig.3 and 4.

作業機の駆動がラインシャフトからベルト駆動されるカウンタシャフトを介して行われる場合、効率上、その平行度が問題となる。メイン～カウンタ・シャフト間々隔が10~15ft.(3.05~4.57m)を超えなければ両軸の平行度は一端に微調節用の釘が打たれた木の棒をシャフト相互間に当てる所作によって確認された。軸間距離がこれを大幅に超える場合、下げ振りを用いてラインシャフト直下の床に線を引き、カウンタシャフト直下にこれと平行の線を引く。下げ振りを用いてこの線とカウンタシャフトとの平行度をチェックし、偏倚が見出されれば矯正された。

次に、トランシットとターゲット(⊕)を用いる高精度の測定装置が Kinkead Mfg. Co.によって開発されている。その構成要素は通常、トランシット、シャフトから懸垂される可動ターゲット(図 23)および固定ターゲットである。一端に据えられたトランシットと他端に据えられた固定ターゲットとの間で水平線を確定しておき、可動ターゲットを各ハンガー付近に順次移動、懸垂させて行けばアライメントの狂いはトランシットの角度から直ちに読み取られた。夜間に測定が行われる場合、固定ターゲットには必要に応じてランタンが取付けられた。

図 23 シャフト位置決め用可動ターゲットと障害物回避アタッチメントの使用例



ditto., p.338 Fig.6 and 7.

トランシットは微動機構と十字照準付きの 11in., 20 倍望遠鏡と水準器からなり、800ft.(244m)の軸線を計測することが可能であった。可動ターゲットにおいては軸径の大小に拘わらず軸芯～ターゲット中心間距離が一定に保たれるようになっていた。その距離は蝶ネジによる粗調整の後、調節ネジによって微調整された。

測定に際しては先ず、可動ターゲットを測定を始めるラインシャフトの端に懸垂する。下げ振りによって床に軸芯位置をマークする。次に、トランシットをこの位置に据え、下げ振りを再び用いてトランシット頂部をこれと合致させ、その旋回軸を鉛直線と合致させる。

続いて、固定ターゲットをその十字線がトランシットの照準線と合致させつつラインシャフト他端付近の構造物に取付ける。

ラインシャフトの測定に際してはスケッチを描いて各ハンガーに番号を振り、それぞれに高低および左右の振れを記入するスペースを指定しておく。手前の第 1 ハンガー付近に可動ターゲットを吊って照準する。ターゲットの十字線には垂直および水平方向に $1/8$ in.(3.175mm)の目盛が切られているから $\circ/8$ in.高い、 $\circ/4$ in.左、などと記録し、第 2 以降のハンガーについても同じことを繰り返す。

終了後、極端に偏倚の大きなハンガーがないかどうかをチェックする。特に問題のある 2~3 のハンガーが存在する場合にはそれらを調節することによって問題が解決される場合もある。しかし、通常は 1 人が測定結果に従って上下ならびに左右方向調整を最も遠くのハンガーから逐次、手前に移動しつつ実施し、もう 1 人が可動ターゲット吊ってその仕上がりを検査して行くのが最善の方法である。長大なラインシャフトにおいてはその両端に相当な高さの差が見出されるものであるが、これを水平にする必要はなく、調整によって均一な勾配が得られさえすればよしとされた。

同様の測定法はピット内(図 24)やピローブロック(図 25)の上、ベンチの脚(図 26)に支持されたシャフトのアライメント出しにも然るべきアタッチメントと組合せつつ適用された。

図 24 ピット内シャフトの高さの可動ターゲットを用いる歯車軸の測定要領

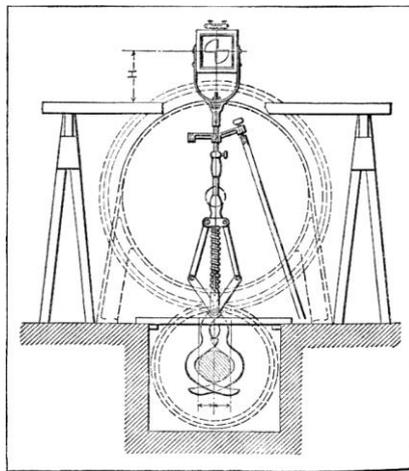
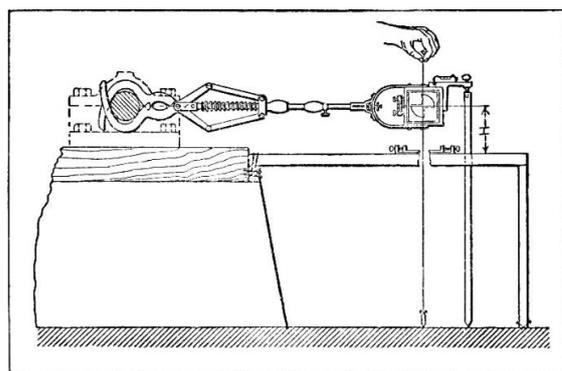
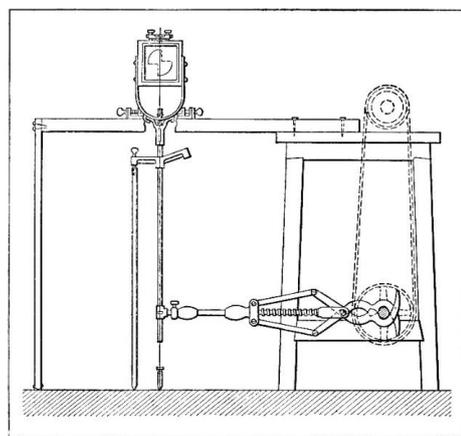


図 25 ピローブロックに支持されたシャフトの可動ターゲットを用いる位置測定要領



ditto., p.339 Fig.9.

図 26 ベンチの下を走るシャフトの位置測定要領



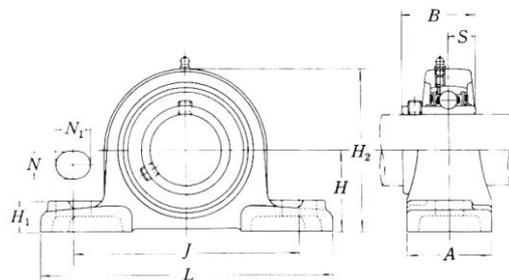
ditto., p.339 Fig.10.

ピローブロックおよびプランマブロックについても観ておこう。ピローブロックは *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement.* においては蒸気機関のフライホイールの両側に設置される後掲図 37 のそれに似た重量級の軸受架(I, pp.203~204 Babbiting Pillow Blocks)と前掲図 24 のそのようなラインシャフト支持用のそれが取上げられている。

これに用いられる軸受についても上述の通りであったが、やがて——恐らく 1930 年代ラ以降——平軸受から保守の容易な転がり軸受への転換が生ずる。ピローブロックのような軸受架に組込まれる軸受をユニット軸受と称し、ピローブロック用のユニット軸受は外輪の外周面が球面の一部をなし、ブロック側内面の球面座と適合して軸の傾斜を逃す自動調心性を発揮する(図 27)²¹。

²¹ 同じようなケレンが複列星型航空発動機のクランク軸中央軸受(中央主軸受)に援用された事蹟については拙著『三菱航空発動機の技術史(下)』大河出版、2020年、参照。

図 27 NSK ピロー型玉軸受ユニット

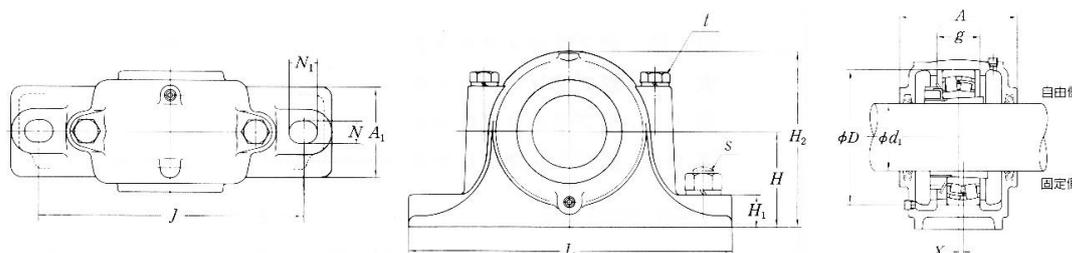


日本精工(株)『転がり軸受(CAT.No.1101a)』1996年, B282頁より.

軸受はグリース潤滑の密封軸受, ブロック摺動面もグリース潤滑のようである.

ピローブロックと似た転がり軸受ユニットとしてプランマブロックがある. こちらは複数自動調心コロ軸受を組込んだモノで, 動定格荷重の大きな軸受自身が自動調心性を具備しているため重負荷に適し, ピローブロックより高級な装置となっている(図 28).

図 28 NSK 標準型プランマブロック



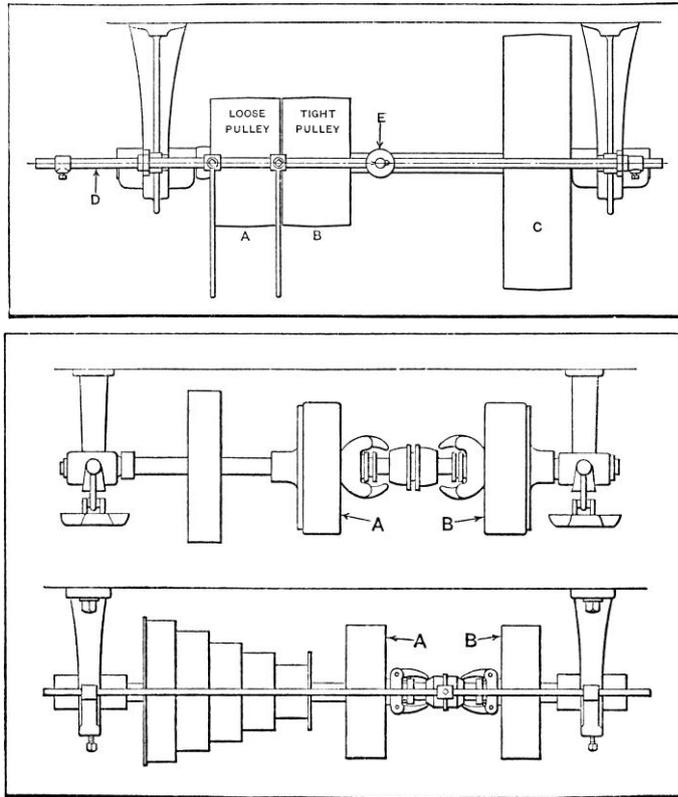
同上書, B302~303頁, より.

Xは位置決め輪の使用によるズレを示す. 潤滑は油潤滑となっている.

2) カウンターシャフト

作業機の駆動はラインシャフトからベルト駆動されるカウンタシャフトを介して行われる場合も多かった. 動力のオンオフや変速, 逆転操作を必要とする場合は特に然りであった. 図 29 に観られるように, 動力のオンオフは軸固定プーリーと空転プーリーとの間でベルトをシフトさせる機構により最も簡単に実現され, プーリーに摩擦クラッチを結合させる場合もあった. 摩擦クラッチの構造については図 30 下に詳しい.

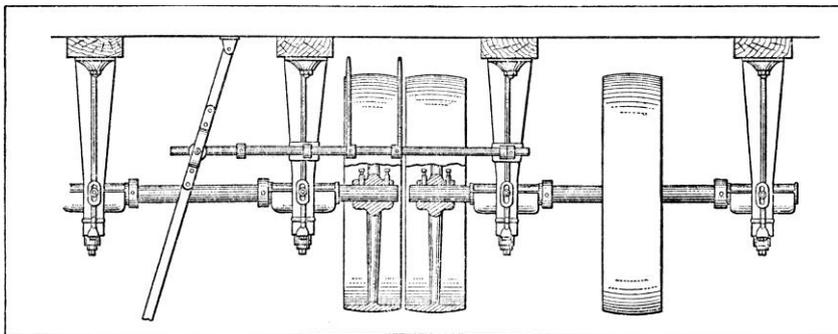
図 29 シフティング・ベルト方式とクラッチ方式

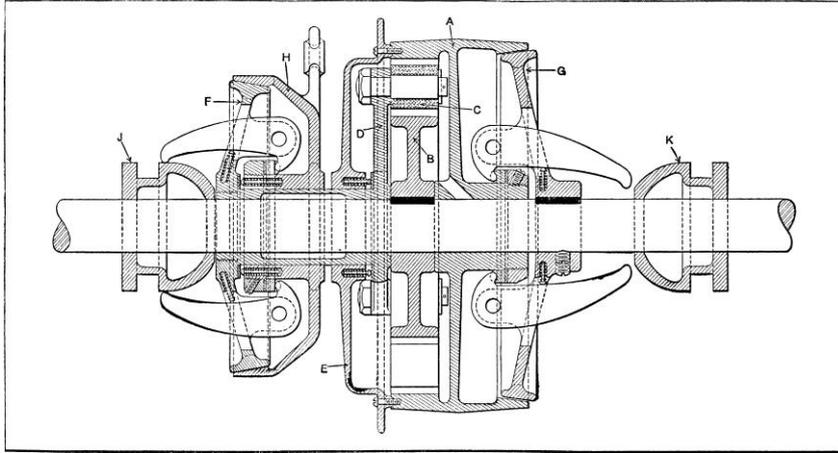


Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol. II p.226 Fig.1, p.227 Fig.4.

逆回転はカウンターシャフトそのものを正・逆転用に 2 本あつらえておいたり，プーリーに摩擦クラッチと遊星歯車機構を組込み正・逆転プーリーとして作動させることによって得られた(図 30).

図 30 ダブル・カウンターシャフト方式と遊星歯車式正・逆転プーリー





ditto., p.226 Fig.2, p.227 Fig.5.

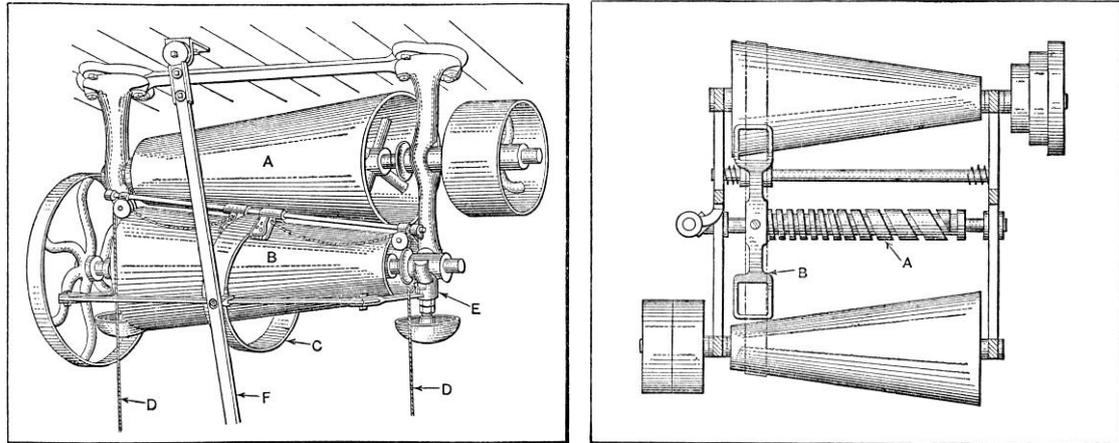
図 30 下におけるように J が押込まれていると摩擦クラッチ F がミートして F とともに通常は遊転している三叉スパイダ D が固定ハウジング H によって拘束され、トルクはシャフトから太陽歯車 B→遊星歯車 C を経てプーリー A のリム内面に切られた内歯々車へと伝わり、A を逆転させる。J を外して K が左方に押込まれればトルクはシャフトから摩擦クラッチ G を通じてプーリー A を正転させる。

変速のためにはカウンターシャフトに^{だんぐるま}段車が用いる場合が多かった(図 29 下左, 図 33)。この場合、作業機側の従動プーリーを段車としてペア化する所作(後掲図 43 左)が普通であった。しかし、変速比が小さくてよい場合にはラインシャフト上には幅広の円筒プーリーを取付け、作業機側に段車とテンショナーとを備えて間に合わせる例もあった²²。

無段変速を実現するため円錐プーリーを原動側(カウンターシャフト)と従動側(作業機)とに振り分けてベルトを掛ける所作ももちろん行われたが、図 31 左は摩擦円錐のペア A(定速原動側)、B(可変速従動側)と革製摩擦リング C とを配し、C の位置をシフトさせてカウンターシャフト側で無段変速を完結させる機構である。

図 31 無段変速用摩擦円錐プーリーと切削速度保持機構

²² cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement*. II pp225~228, 吉澤前掲『巻掛傳動』24 頁, 第 51 圖. これは自転車のディレイラー(外装式変速機)に近い機構と言える。



Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol. II p.227 Fig.6, p.228 Fig.7.

図 31 右は正面旋盤ないしそれに類する工作機械において切削速度の一定保持を実現させるため、切削の進行に伴ってワークの周速が高まるよう原動側プーリーの回転速度を増加させて行く機構である。詳しい説明は与えられていないが、下方の円錐プーリーは原動側、上方のそれが従動側であるらしい。旋削が進めば切れ刃が描く軌跡の直径が減少して行くため、切削速度を一定に保つには切削点における周速を直径の減少に逆比例して高めて行かねばならず、そのためにはワークの回転速度を同じ割合で引上げてやらねばならない。しかし、自動送り機構が与えられている限り主軸回転数を増せばワークの送り速度も高められ、中心へと向う切削点の進行速度も増す。このため、一定周速保持のために必要とされる回転数増加率は一層、大きくなければならない。A は自動送り機構と連動して回る不等ピッチの円筒カムであり、これによってベルトシフターB のトラバース速度、したがって変速比は無段階的に制御されるワケである。

なお、この出典文献に拠れば、同時代の米国においては工作機械の側にはではなく、カウンターシャフト側に工作機械のそれに類する歯車変速機を設け、その回転数を切換えるなどという芸当が演じられる場合もあった²³。

4. ベルト——古典的 2 次伝動

ベルトの材料としてはなめし革、ゴム、帆布、帯鋼などが使用されたが、牛の背中の革が最も良質で広く用いられた。ゴムは屋外や蒸気に曝される場所で用いられた。帆布は皮革やゴムが耐えられない雰囲気の下に限って使用された。帯鋼は伝達馬力の大きなることや耐候

²³ 案外、自動車用変速機そのものの流用ぐらいのこともあったかも知れない。とりわけ、それが小形工作機械の躯体に組込めるほどコンパクトではなかった時代には、この点に関連しては後掲注 31, 参照。

性，初期コストの低廉さを謳って 1920 年代から採用され始めた²⁴。

上述した Charlottenburg, Technical Institute における実験に拠れば高速化とともにロープ伝動の効率が低下するのとは対照的にベルト伝動のそれは向上した。ロープ伝動においてはロープ車が小径であればロープを曲げるために動力が失われるが，ベルト伝動においては同じ傾向が観察されなかった。ベルト伝動の効率は高回転域においては通説より遙かに優れており，テンショナーの付設はベルト速度が 100ft./s を超えぬ限り伝達効率をほとんど低下させなかった。ベルト伝動における張力はロープ伝動に比して低いため軸受の摩擦損失も小さく，理想的な条件下におけるベルト伝動の効率は 98% と高かった²⁵。

しかしながら，米国における経験から割出された革ベルト伝動の伝達馬力に係わる基準は表 8 の通りで，ベルト速度を 4400~4800ft./min.(73.3~80ft./s)以上に引き上げることは不利益が伴った。階段状の太線から下がこの不適切速度域に当る。

表 8 1in.幅の各種革ベルトにおける伝達馬力

Table giving number of horsepower transmitted by belts one inch wide, considering the effects of centrifugal force, so that the tension on belt is constant at all speeds.									
Speed in Feet per Minute	Thickness of Belt				Speed in Feet per Minute	Thickness of Belt			
	Single	Double	Triple	Four- ply		Single	Double	Triple	Four- ply
100	0.14	0.24	0.33	0.44	3400	3.89	6.74	9.10	11.96
200	0.27	0.48	0.67	0.88	3600	4.03	6.95	9.35	12.28
300	0.41	0.73	1.00	1.32	3800	4.14	7.12	9.55	12.57
400	0.54	0.96	1.33	1.75	4000	4.24	7.26	9.70	12.73
500	0.68	1.21	1.66	2.19	4200	4.33	7.36	9.79	12.84
600	0.81	1.44	1.99	2.62	4400	4.39	7.42	9.83	12.88
700	0.95	1.68	2.31	3.05	4600	4.43	7.44	9.80	12.84
800	1.08	1.93	2.64	3.48	4800	4.45	7.42	9.72	12.71
900	1.21	2.15	2.96	3.90	5000	4.45	7.37	9.56	12.50
1000	1.34	2.38	3.28	4.32	5200	4.43	7.26	9.34	12.20
1100	1.47	2.61	3.59	4.73	5400	4.38	7.10	9.05	11.80
1200	1.60	2.85	3.90	5.14	5600	4.31	6.92	8.69	11.30
1300	1.73	3.07	4.21	5.55	5800	4.21	6.65	8.25	10.70
1400	1.86	3.30	4.51	5.94	6000	4.09	6.35	7.73	10.00
1500	1.98	3.53	4.81	6.34	6200	3.94	6.01	7.13	9.19
1600	2.10	3.73	5.10	6.72	6400	3.76	5.58	6.44	8.26
1700	2.23	3.94	5.39	7.10	6600	3.56	5.11	5.67	7.22
1800	2.34	4.15	5.67	7.47	6800	3.32	4.57	4.80	6.06
1900	2.46	4.35	5.94	7.83	7000	3.05	3.98	3.84	4.77
2000	2.58	4.56	6.21	8.18	7200	2.75	3.31	2.79	3.36
2200	2.80	4.94	6.73	8.85	7400	2.42	2.60	1.64	1.82
2400	3.01	5.30	7.21	9.51	7600	2.05	1.82	0.39	0.14
2600	3.21	5.65	7.67	10.09	7800	1.65	0.95
2800	3.40	5.97	8.09	10.64	8000	1.21
3000	3.58	6.25	8.47	11.14	8200	0.74
3200	3.74	6.52	8.80	11.58	8400	0.23

In all the above data it is assumed that the arc of contact of the belt is not less than 180 degrees.
 If this arc is..... 90° 112½° 120° 135° 150° 157½°
 Divide H.P. given by..... 2.21 1.72 1.6 1.4 1.24 1.17

Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.I p.336.

²⁴ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. I pp.318~319.*

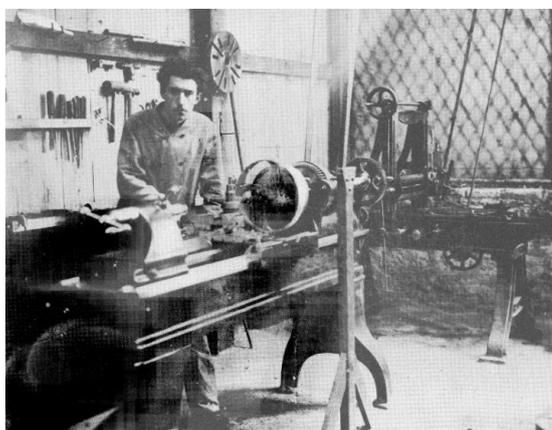
²⁵ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.I p.339.*

表 8 は幅 1in. 当り, $\frac{3}{16}$ in. 厚の単層ベルトに対しては 45lbs., $\frac{3}{8}$ in. 厚の複層ベルトに対しては 80lbs., $\frac{9}{16}$ in. 厚の 3 層ベルトに対しては 110lbs., $\frac{3}{4}$ in. 厚の 4 層ベルトに対しては 145lbs. の張力をかけた場合における幅 1in. の各種ベルトの最大伝達馬力をベルト速度別に示したものである. 伝達馬力はロープ伝動に比して小さく, これを大きくするためには当然, ベルト幅を, それゆえプーリーの幅を広げるしかなかったワケである.

また, 備考欄に記されているとおり, ベルトのプーリーに対する接触円弧の角度が狭まると伝達馬力は低下を来す. このため, 従動側のプーリー径が駆動側のそれに比して著しく小さくなる場合, テンショナーの付設が必要とされることがあった.

図 32 はベルト掛け旋盤に取り組む若き日の大創業者, Louis Renault(仏: 1877~1944), 1898 年の姿である.

図 32 ベルト掛け旋盤で作業中の Louis Renault : 1898 年

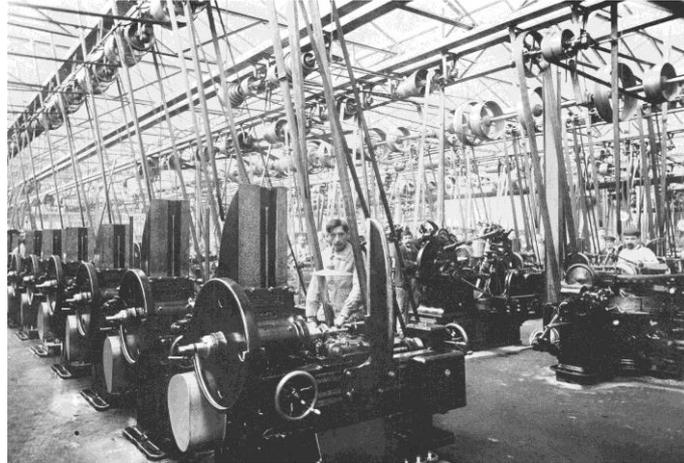


Yves Richard, *1898 Renault 1965*. 1965, p.17 5.

ベルト駆動は原動軸と従動軸とが平行である場合, 数° から直角までの傾斜角を伴う場合, プーリーの位置がズレている場合など, 様々な状況下に用いられたが, 繊維機械や工作機械の場合には素直に軸平行で用いられる場合がほとんどであった. 図 33 は段車や円錐プーリー, 円筒プーリーから走るベルト群を林立させた 1909 年, ルノー歯切りショップの光景である. 左側に列をなす丁寧にキサゲされた直立案内面も凛々しい工作機械は Brown & Sharp 社(英)の横型自動割出し歯切り盤のようである²⁶.

図 33 Renault の歯切り工場 : 1909 年

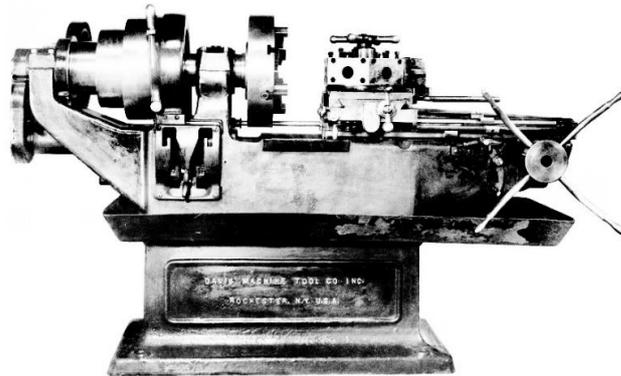
²⁶ 会田前掲『新版 歯車の技術史』60 頁, 図 4・15, 参照.



Gilbert Hatry & Claude Le Maitre, *RENAULT Ateliers et voitures d'hier et d'aujourd'hui*. 1984, p.28.

図 34 は Davis Machine Tool Co. Inc.製の段車付き小形旋盤で、1930 年頃、住友金属工業に納入された個体である。

図 34 1930 年頃、住友金属工業納入の段車式小形旋盤

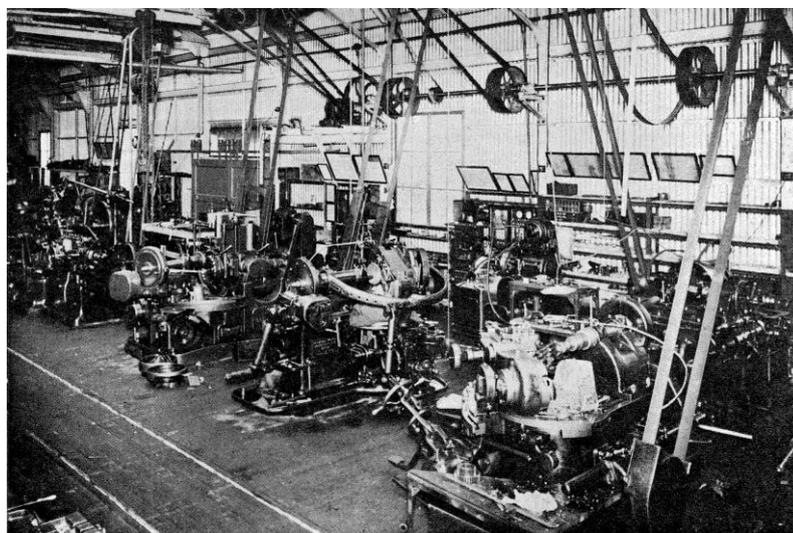


生写真 裏に 1300 との書き込み。

図 35 は 1933 年頃の溝口歯車工場におけるベベルギヤ創成歯切りショップの光景である。合名会社溝口歯車工場は 1910 年に創業。東京の武田歯切工場、長谷川歯車鉄工所などと並ぶ総合的な精密歯切り工場として知られていた。右から 3 台目はグリーンソンのスパイラル・ベベルギヤ・ジェネレータである²⁷。

²⁷ 同社は'37 年、大阪製鎖造機(株)に吸収され、各種歯車の製作を継続した他、グリーンソン型ベベルギヤ・ジェネレータの模作などにも携わった。大阪製鎖造機は戦後の一時期、神戸製鋼所の系列に属したが、2002 年、住友重機械工業の傘下に入り(株)セイサ、2016 年、住友重機械ギヤボックスとなっている。

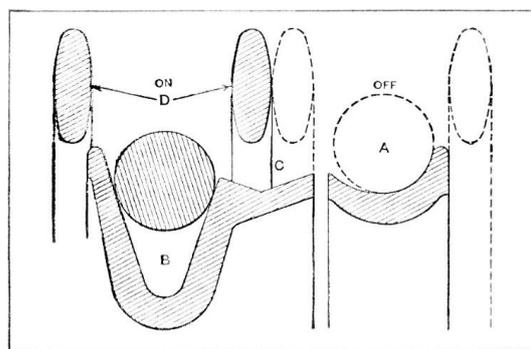
図 35 1933 年頃の溝口歯車工場におけるベベルギヤ創成歯切りショップの光景



MIZOGUCHI GEAR WORKS. 第 7 版, 1933 年, より.

なお、ベルトとは対照的なそのコンパクトさと高速適合性、伝達馬力の大きさゆえに、1920 年代の米国においては歯車変速機を備えた一部の工作機械の駆動に幅の広いベルトとプーリーを要するベルト伝動に代えて単一ロープ伝動を採用する事例の出現を見ていた。この場合、図 36 に表現されているように、ロープを従動プーリー B と遊動プーリー A との間で往還せしめて動力のオンオフを行うことになる。また、英国ランカシャーでは多数の大規模綿紡績工場においてリング精紡機の駆動をベルトではなく、これと類似のオンオフ機能付きプーリーを用いるロープ伝動によって行う手法が広く行き渡っていた²⁸。

図 36 オンオフ機能を持つロープ車



Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V p.297 Fig.5.

楕円はシフトフォークの断面. D: パワー・オン, C: パワー・オフ.

²⁸ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.V p.296.~297.*

微かな記憶を辿れば、1960年代前半頃までの齒科機械はこれに類する伝動機構を備えていたように想われてならない。

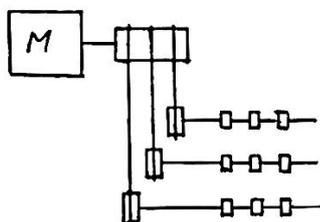
5. 電化および内燃化

1) 古典的ロープ伝動体系の原動機を電動機ないし内燃機関に置換する一括方式

古典的ロープ伝動~ベルト伝動による工場 1, 2 次伝動システムの進化は電化, すなわち機械的伝動方式との決別をもたらした。しかし, その具体的進行過程は中間形態に満ちていた。その出発点は単一原動機の電化にあり, 続いてラインシャフトをグループ区分して電動機により駆動するグループ駆動と個別電動機による作業機の直接駆動とが混然一体となって進展したようである。

最もプリミティブな方途は原動機のすげ替え, つまり蒸気機関に代る大形の単一電動機に減速装置を介してロープ車を駆動させ, そこからロープによってラインシャフトへと, さらにカウンタシャフトあるいは個別作業機にはベルトによって伝動させることである。この状況を示す良質な画像データは参照できていないが, 図 37 はこれを模式的に表現したものである。減速装置は特に描かれておらず, ごく小径の原動ロープ車が見えるのみである。

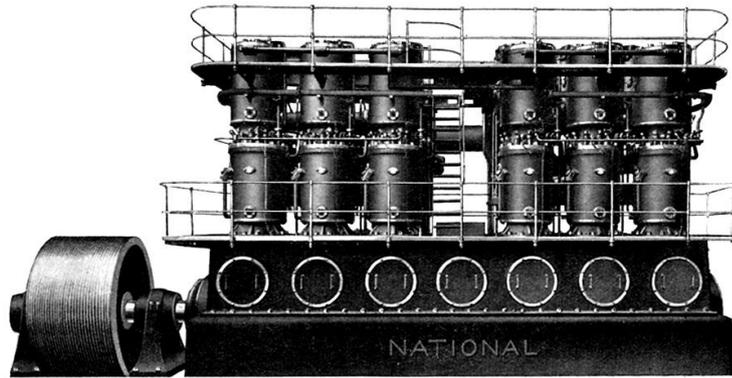
図 37 大型単一電動機によるラインシャフト駆動



中村辰二「紡績工場に於ける電動力應用」『電氣學會雜誌』55 卷 566 号, 1935 年 9 月, 第 5 圖。

また, 図 38 に観る大形ガス機関は同じ用途向けに減速装置付き(あるいはナシ)の単一電動機ならぬ多条ロープ車を付きの内燃機関が提案されていたことを物語る証拠写真である。

図 38 多条ロープ車付きの National Gas Engine Co.製 12 気筒ガス機関



H.,R., Ricardo, *The Internal-Combustion Engine Volume I Slow-Speed Engines*. London, 1922, p.354 Fig.146.
 同じ写真は北原鐵雄編『機械時代(上)』アルス, 1930年, 159頁にも第二十六図として掲載。

本機関は6スローのクランク軸を持つ直列機関ながら気筒数は12という独特の構造を有しており, その出力は1650HP/200rpm.にレートされた。内燃機関としては中速に属するが, 蒸気機関と較べれば高回転であった。やや小径の多条ロープ車はもちろん紡績工場向けを意識した装備であるが, この方面におけるその実用実績については不明とせざるを得ない²⁹。

2) グループ駆動

グループ駆動とは同一種類の個別作業機(繊維機械や工作機械)群を電動機によって駆動される比較的短いラインシャフトからベルト駆動する方式を指す。その利点の第1は, 往時, ラインシャフトは既設である場合が普通であったから, 新規の設備投資が少額に収まったことにある。この場合, ラインシャフトは短く区切られるほどよい。ただし, 旧来の体系そのままに天井を走るラインシャフトを天井に架装された電動機によって駆動する方式とすればその点検整備や交換に不便となるからアクセス性の良好な電動機架を別途, 誂えてやることが望ましい。

また, 一般に個別工作機械は止っていたり軽負荷運転している時間比率が高く, その平均稼働率は通常の操業状態にある繊維機械などより遥かに低いため, これらをグループ駆動すれば, その所要動力は経験上, 個別直接駆動に要する総電動機出力の $\frac{1}{4}\sim\frac{1}{5}$ 程度で済む。これがグループ駆動を経済的に有利とした第2の要因をなす³⁰。

グループ駆動は動力分配の面においては紡績工場各階を, あるいはその各作業機ショップを独立させたようなシステムであり, 機械加工々場として観れば動力分配の制約によって編み出されたグループ・テクノロジーとでも形容し得る生産技術体系をなしていた。もち

²⁹ 本機関については拙稿「三井鉱山 三池ならびに田川瓦斯発電所について(訂正補足版)」(大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載), 参照。

³⁰ グループ駆動については cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement..* Vol. IV pp.441~442.

ろん、それは在来工場動力体系の延命を含む過渡的段階に過ぎず、発送電効率の向上や小形電動機の低廉化を踏まえた経済的合理性に係わる経験の積み重ねの果てに、やがては作業機の個別電動機駆動への途が拓かれることになる。

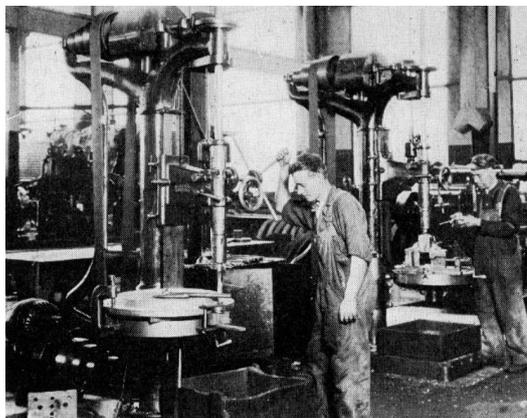
6. 作業機の電動機による直接駆動とグループ駆動の残存局面

1920年代、ロープ伝動の機械効率は実験値は措くとして実態的には最高88%、最低80%、平均的には85%程度と目されていた。もちろん、動力発生装置における効率はこれとは別に計上されねばならない。これに対して、電気伝動のそれは76%で、損失24%の内訳は発電機でのロス10%、送電ロス6%、電動機ロス10%と見込まれていた³¹。

それでもロープ伝動の原動車を電動機によって駆動したとすれば総エネルギー効率は $0.76 \times 0.85 = 0.646$ となるから、電気の方がトータルでは効率的ということになった。もっとも、設備投資がかさむこともあり、前項の議論からも導かれるように個別作業機の電動機直接駆動化は平均稼働率あるいは平均負荷率の高い作業機から導入される場合に有利となった。

図39は1920年代最末期、米国のある機関車修繕工場におけるスナップで、天井を走るラインシャフトからベルト駆動されていたオリジナルの段車を残したまま、これを床置き減速装置付き電動機からの段車～ベルト駆動へと変更された堅型ボール盤の稼働風景である。電化の進化はこのような過渡的適応形態を放散させながら展開した。

図39 後付け電動機・段車からのベルト駆動による堅型ボール盤



Locomotive Cyclopedia of American Practice. 9th., ed., 1930, p.1138, Fig.2792.

図40はラインシャフトがほぼ無用の長物と化してしまった感を呈する1920年のルノー工場におけるクラッチハウジングのフライス加工ショップの写真である。駆動電動機はフライス盤の腰のあたりに装備されていたようである。

³¹ cf., *Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement*. Vol.V p.293.

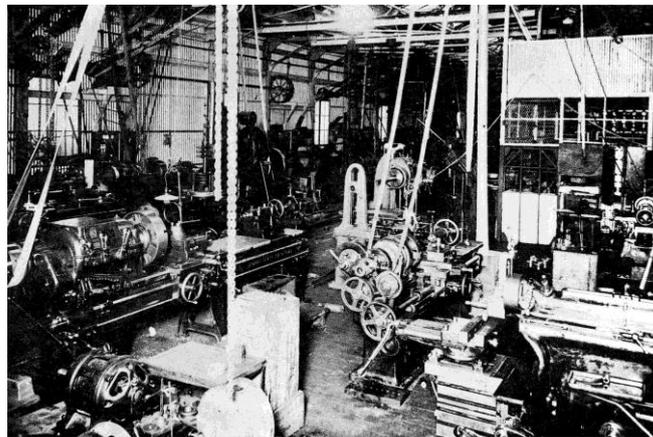
図 40 ラインシャフトがほぼ無用の長物と化した 1920 年の Renault 工場



Gilbert Hatry & Claude Le Maitre, *RENAULT Ateliers et voitures d'hier et d'aujourd'hui*. p.34.

図 41 は 1933 年頃の溝口歯車工場における旋盤ショップの光景で、前掲の歯切りショップと同様、未だにベルト駆動が覇を唱えていた。右側には段車付き小型旋盤、左は段車を持たぬ変速ギヤボックス付きベルト掛け旋盤が観えている。しかし、その手前、左隅近くの床には裸の電動機が 1 台、置かれている。これは近々、床上に据付けられてこの変速機付き旋盤の駆動に供されるべき電動機であったと観て大過あるまい。

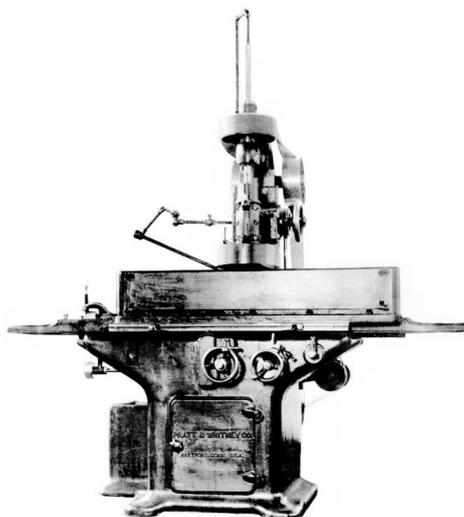
図 41 1933 年頃の溝口歯車工場における旋盤工場風景



MIZOGUCHI GEAR WORKS. 第 7 版, 1933 年, より.

1930 年頃に住友金属工業納入された P&W 製縦軸平面研削盤(図 42)は後付けの電動機を腰にぶら下げた工作機械の一つである。上部のプーリーから下へと向うベルトの取回しは電動機の存在を明示している。

図 42 1930 年頃に住友金属工業納入された P&W 製 縦軸平面研削盤



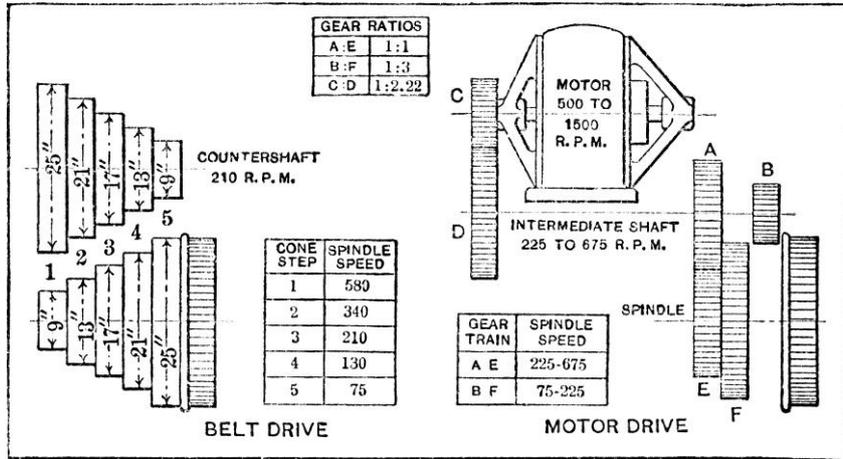
生写真 裏面に 32in.(812.8mm)電磁チャック付きと言いたいらしき書込みあり.

ベルト掛け段車式の工作機械の駆動を個別電動機方式に改造する場合、逆転機構用の歯車を残すとともに掛け換え歯車機構を適宜追加し、速度制御域を拡大してやることが有利であった。図 43 は段車式旋盤を個別電動機駆動へと改造するに当たり、掛け換え歯車機構をあつらえて速度可変レンジを 75~580rpm.の 5 速から 75~675rpm.の無段変速へと大幅に拡大させる方案を示す。もちろん、これは工作機械における変速機付き個別電動機駆動の前駆形態に他ならない³²。

図 43 段車式旋盤の個別電動機駆動方式への改造方案

³² ちなみに、個別の電動機により駆動される変速機付き汎用旋盤の一完成形態に係わる技術的内容を余すところなく伝えてくれる資料として伊東 誼『物づくり立国への道標 —— 欧米先進技術を凌駕した池貝鉄工製 A20 型普通旋盤——』私家版，2003 年，がある。

誠に興味深いことであるが、この旋盤の変速機には操作性とコストへの配慮から、いすゞ自動車の乗用車“ベレル”の変速機が流用された。これは典型的な「トランスファ・エンジニアリング」である。同書，68 頁，参照。「トランスファ・エンジニアリング」なる概念については小林 昭『これからの工学・技術者に求められるもの』養賢堂，1992 年，同『「モノ」づくりの哲学』工業調査会，1993 年，参照。



Machinery' Encyclopedia with 1929 Supplement. Vol.IV p.446 Fig.1.

一方、図 44 は工作機械後付け駆動用の減速装置付き電動機で、歯車の掛け換えにより様々な減速比が得られたモノらしい。その技術的内容やメーカーの素性については残念ながら管見の及ぶところとなっていない。

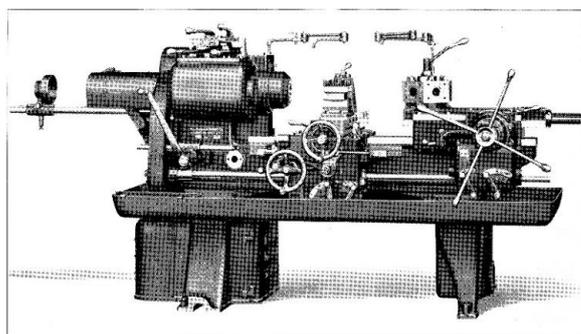
図 44 工作機械後付け駆動用減速装置付き電動機



『工作機械』第4巻 第2号, 1941年1月, 前29頁に掲載の広告。

とにかくする内に、工作機械は電動機後付け感横溢の増築モードから電氣的駆動機構を当初から統合的に設計されたスマートな機械へと進化を遂げて行った。図 45 の小形タレット旋盤もその一つである。

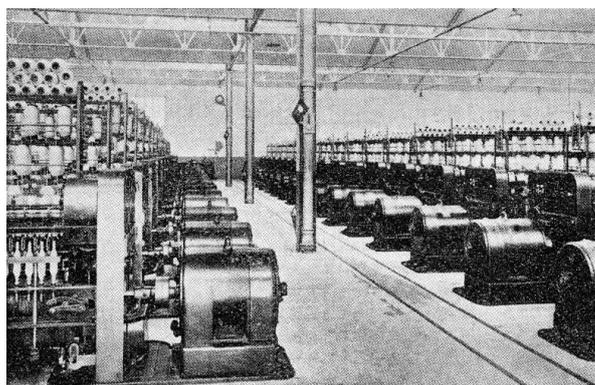
図 45 電動機統合デザインによる Warner and Swasey Company 製タレット旋盤



ditto., p.1126 Fig.2767.

当然ながら、繊維工場においても電動機直結駆動は普及して行った。なかんずく、紡錘数を稼ぐために長大化させられる精紡機はその躯体を貫く長いシャフトを持つがゆえに電動機直結駆動に好適な繊維機械であった。図 46 は自動速度調節装置付き複刷子反発電動機を直結されたリング紡績機の大群である。かような場合にも、電源は電力会社からの調達によるか自家発電によるかの択一であった。

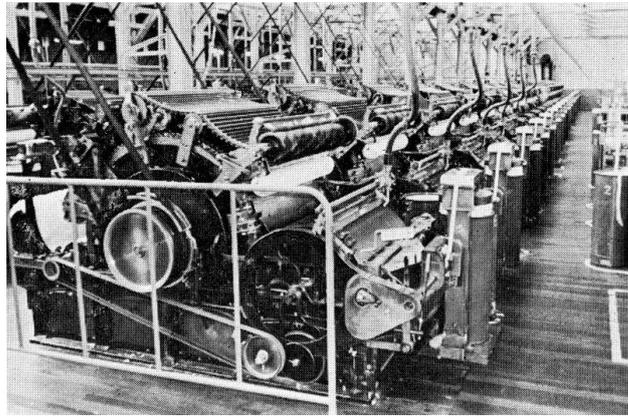
図 46 電動機直結のリング紡績機群



花田猶興「整流子交流機の話 (講義)-IX」『電気雑誌 OHM』第 188 号, 1930 年 6 月, より.

工作機械の分野においては電動機を統合してスマートに設計された製品が出回り、それらを合理的に配置することが唯一、経済原則に適う途となって行った。しかしながら、ラインシャフトの下に同一種類の相対的に小ぶりの作業機群が所狭しと犇めくタイプの繊維工場の場合、とりわけ、その斜陽局面においては、敢えて設備投資を控え、既設のラインシャフトを活かしてグループ駆動を存続させ、現有の作業機を使い切る選択が合理的となるような個別の状況も当然ながら現出している。図 47 は鐘淵紡績 洲本工場の梳綿機ショップを示す。鬱蒼たるベルトの林は産業革命期でも 1920 年代でもなく、1962 年の光景である。

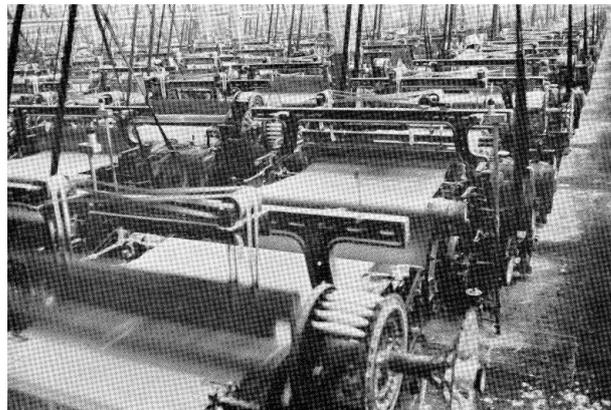
図 47 鐘淵紡績 洲本工場の梳綿機ショップ：1962 年



斎藤信正「綿糸・綿織物」産業教育協会『図説 日本産業体系』第8巻, 1963年, 15頁, より.

同じく, 図48は同工場の織機ショップを示す. これも同じ1962年の光景である. 床面積は梳綿機ショップより広がったようで, ベルトの重畳感は一層, 著しい. そして, '60年代末期, この由緒ある繊維工場は脱・繊維産業化へと追込まれ, カネボウ電子(株)となる³³.

図48 鐘淵紡績 洲本工場の織機ショップ: 1962年



同上, 18頁, より.

むすびにかえて

自動車王 Henry Ford はかつて工場電化, とりわけ作業機の個別電動機駆動の意義について次のように称揚したものである.

³³ カネボウ電子の工場は'86年に操業を停止. 一部の赤レンガ遺構は近代化産業遺産に認定され, '98年以降, 洲本市により洲本市民広場として再生活用されている. 1895年, 淡路紡績として発祥した同工場の来歴や建屋の技術的変遷については平井直樹「鐘淵紡績洲本支店の工場建物について」(<http://sts.kahaku.go.jp/tokutei/pdfs/0408.pdf>), 参照.

新しい発電組織は産業を調革とシャフトから解放した。何故なら夫々の器具に電気モーターをつけることが出来るやうになつたからである。これはほんの大して重要でない些細な事に見えるかも知れない。しかし現代の産業は幾多の理由によつて調革とシャフトを以てしては不可能だつたであらう。モーターあるが故に機械を仕事の順序に従つて配列することが出来、それによつて能率を恐らく倍加することが出来た。何故なら無用な把手をつけたり方向を變へたりする大變な手間を除き去つたからである。調革もシャフトも亦甚だしく動力を無駄に消費するもので、シャフトをいくら長くしても現代の要求に應ずることは出来ないのだから、大工場は存在し得なかつたであらう。また高速度で運動する器具は昔の条件の下では存在し得なかつた——滑車にしる調革にしる現代の速度には堪え得なかつた。そして高速度の器具とそれによつて造られる精巧な鋼がなかつたならば現代産業と呼ばれるものは存在し得なかつたであらう。換言すれば今日の高い賃銀と安い品物が存在しないことを意味する。数千の商品の中からたゞ一つ今日の低廉な自動車を取り出して考へてみても、電気モーターの助けを借りて製造することが出来なかつたならば自動車は高價な贅沢品としてとゞまつてみたであらう³⁴。

誠に以て仰せの通りである。

もっとも、かような事蹟そのものさえ動力技術サブシステムの歴史における大きな趨勢の一局面に過ぎなかつた。電動機は一括駆動の形で工場動力技術体系に進出し、グループ駆動を経て個別駆動へと展開した。往時、カウンターシャフト~作業機間ないしカウンターシャフト側に設けられていた変速機構は個別作業機の中へと進入したが、やがてパワーエレクトロニクスを駆使した主軸電動機(誘導電動機)の精密な回転数制御やステッピングモーターによる位置決め制御への移行という形で動力技術サブシステムと情報通信・制御技術サブシステムとの融合を觀るに至っている。

今日のかかる到達点を歴史的過程の歸結ではなく自明かつ所与の出発点のごとくと眺め、英国産業革命以来、ほんの数十年前まで世界の工業的生産点を各所で支え続けた機械的動力分配システムや機械的速度数制御システムについて忘却にまかせている人士があつたとすれば、その歴史感覚の欠如は早晩、改められるべきであらう。

付言すれば、電動機の普及台数は一連の過程を大局的に把握するための指標として確かに重要である。しかし、この種の数値には単なる数字を超える、その時々で意味を異にする技術的に深い内容が込められ続けて来た。この根本が了解されておらぬ限り日暮れて道遠く、産業技術の歴史は依然として闇の中にある。

³⁴ ヘンリー・フォード/別府一郎訳『エヂソン傳』改造社、1931年、42~43頁、より。原文総ルビ。原著は Henry Ford, with Samuel Crowther, *Edison as I know him*. N.Y., 1930.