

実習で学ぶ! シリーズ

からくり台車

設計計算書

ADWIN

もくじ

タイトル	ページ
1 からくり台車の概要	1
2 動作行程	2
3 設計フローチャート	4
3-1 ばね-リンク構造設計	5
3-2 引張コイルばねの設計	10
3-3 駆動装置の設計	13
3-4 車輪の駆動力ところがり摩擦	15
3-5 歯車の強度計算	24
4 資料集	26



テキストは更新があれば弊社 Web サイトで随時公開します。最新版は以下 URL でご確認ください。また、本テキストの参考エクセルファイル「からくり台車_計算式.xlsx」も同ページからダウンロードできますのでご参照ください。

<https://www.adwin.com/product/AKM-1404.html>

1

からくり台車の概要

「図1 からくり台車の概要図」にからくり台車のイメージ図と主要部品名を示す。

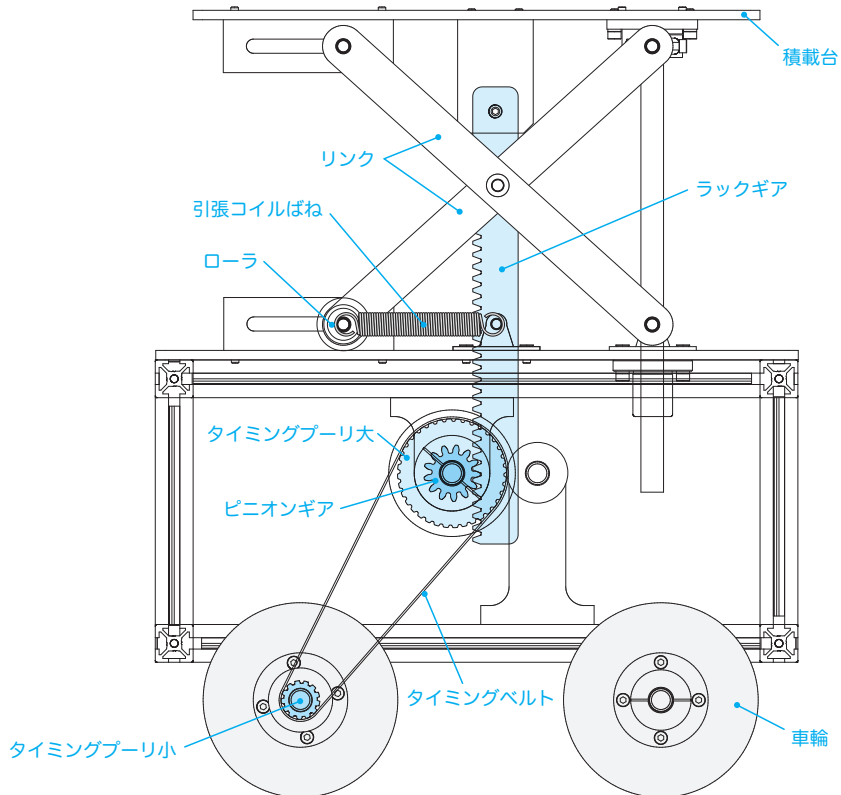


図1 からくり台車の概要図

■ 特徴

- ・ 荷物の重さをエネルギー源として進む台車。電力を使わないので作業現場の省エネルギー化を推進できる
- ・ 数多くの機械要素からなり、物理学、材料力学やトライボロジーなどの分野に関する基礎知識が活用できる

■ 性能

- ・ 2 kg の荷物を約 120cm 運ぶ
- ・ 積載台は 100mm 昇降する

■ 行き行程

- ① 積載台に重量 W の荷物を載せる
- ② リンクの左端（ローラ）が水平方向に移動
- ③ リンクの畳み込みにより積載台が下降する
- ④ 積載台に取り付けられたラックギアとかみ合ったピニオンギアが回転する
- ⑤ この回転運動はタイミングベルトを介してタイミングプーリ小に伝達される
- ⑥ 同じ軸に固定された車輪が回転し、台車は右方向に前進する

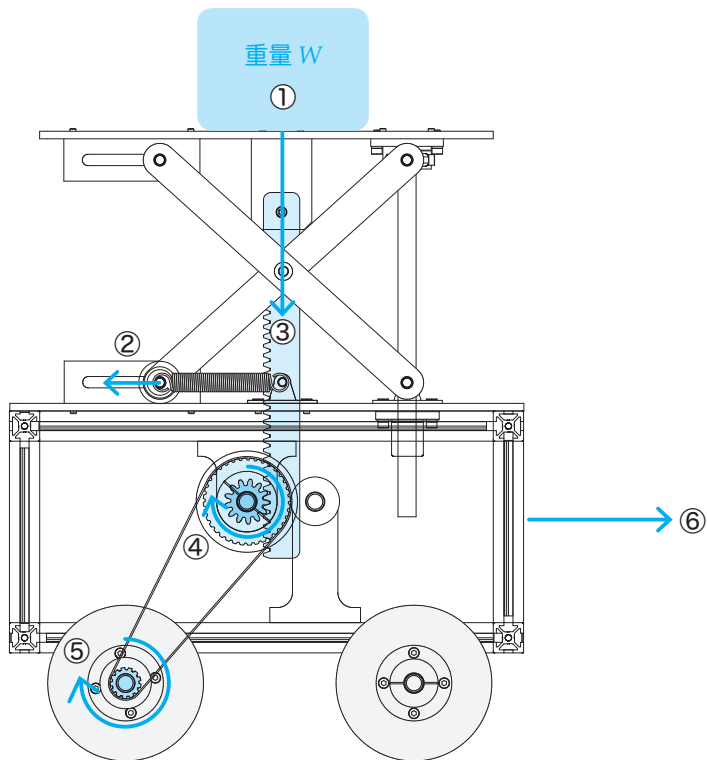


図2 行き行程

■ 戻り行程

- ① 積載荷物を取り去る
- ↓
- ② 引張コイルばねの張力によりリンクの左端（ローラ）が水平方向に移動
- ↓
- ③ リンクの伸長により積載台が上昇する
- ↓
- ④ ラックギアとかみ合ったピニオンギアが逆転する
- ↓
- ⑤ この回転運動はタイミングベルトを介してタイミングプーリ小に伝達される
- ↓
- ⑥ 車輪が回転し、台車は左方向に後退して荷物を積載する以前の位置まで自力で復帰する

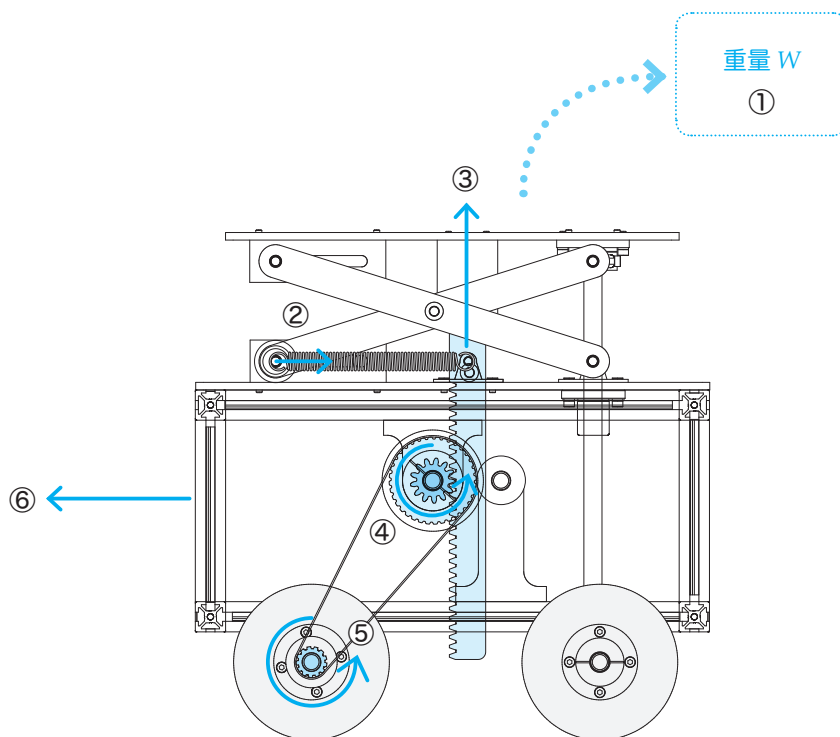
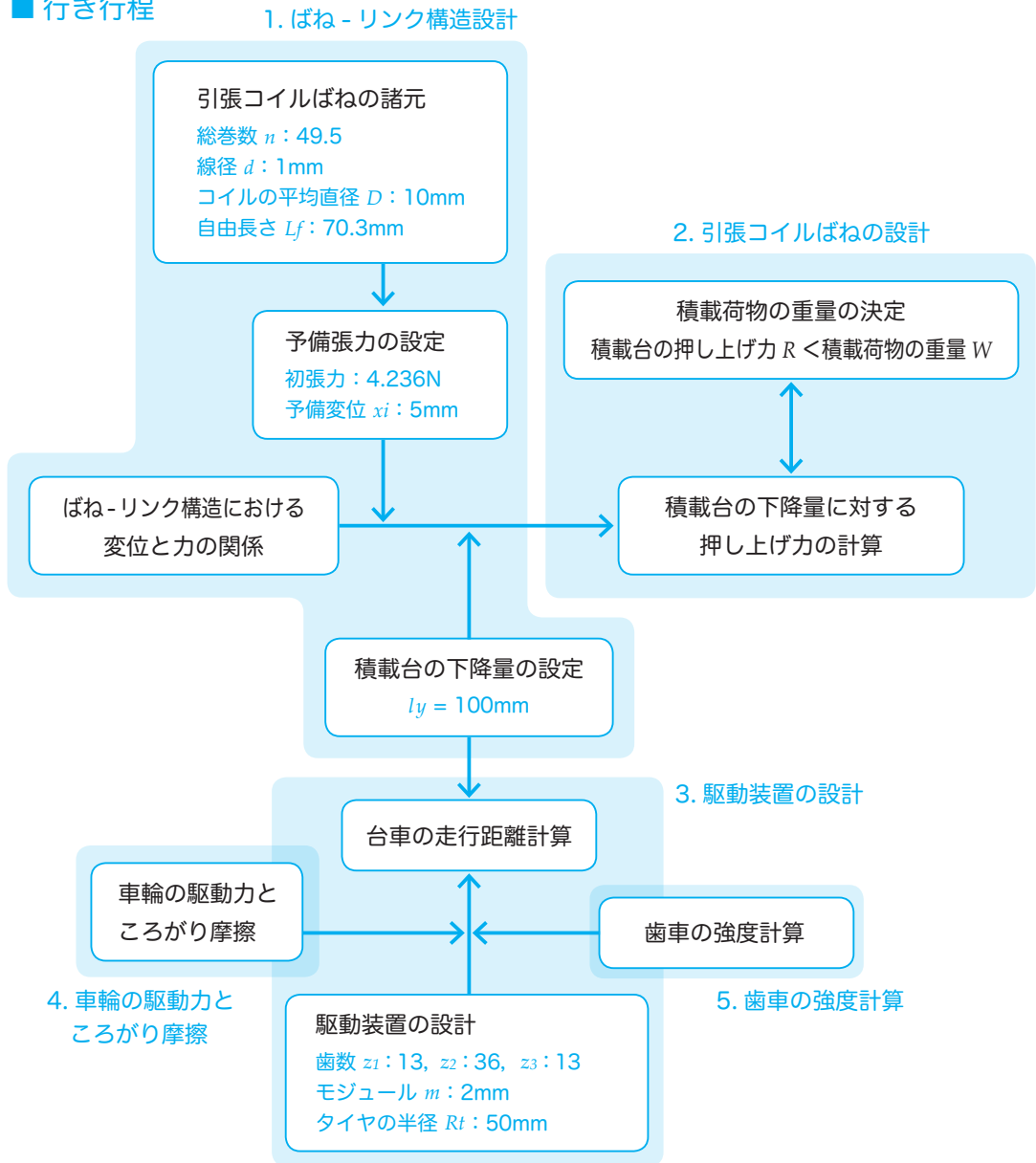
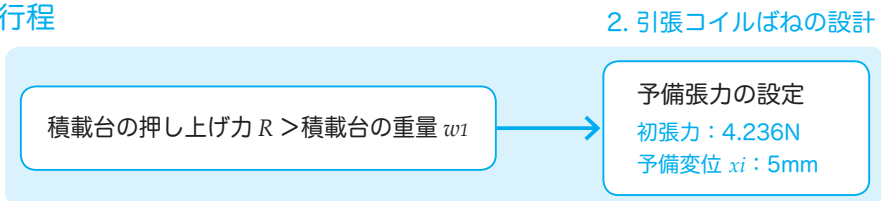


図3 戻り行程

■ 行き行程

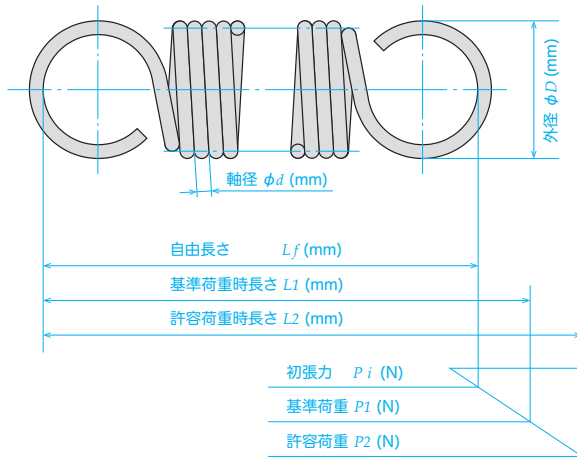


■ 戻り行程



3-1

ばね - リンク構造設計



横弾性係数 G [GPa]	78.5
線径 d [mm]	1.0
コイルの平均直径 D [mm]	10
総巻数 n	49.5
自由長さ Lf [mm]	70.3
初張力 Pi [N]	4.236
鋼種	SWP-B

図 4 引張コイルばねの形状

表 1 引張コイルばね DE641 の諸元

荷物の積載および除去の際に積載台が昇降するための駆動源である引張コイルばねの図を「図 4 引張コイルばねの形状」に示す。

また、「表 1 引張コイルばね DE641 の諸元」は当該の台車に使用した引張コイルばねの諸元を示す。ばね定数 k は次の式で求まる。

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} \text{ [N/m]} \dots\dots\dots (1)$$

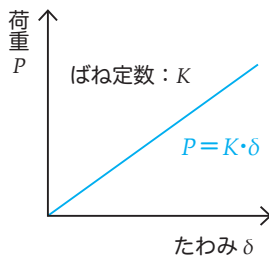
フックの法則は

$$F = kx \dots\dots\dots (2)$$

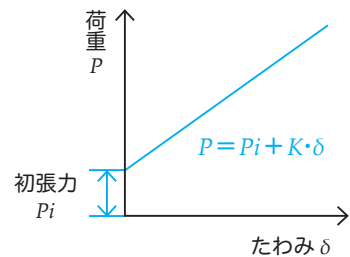
初張力

初張力 P_i は、引張コイルばねが無荷重の状態でもコイル同士が密着する方向の力を表す。つまり、初張力を持つばねは、初張力以下の外力では変形せず、初張力以上の外力が作用して初めて変形しはじめる。

初張力を持たないばね



初張力を持つばね



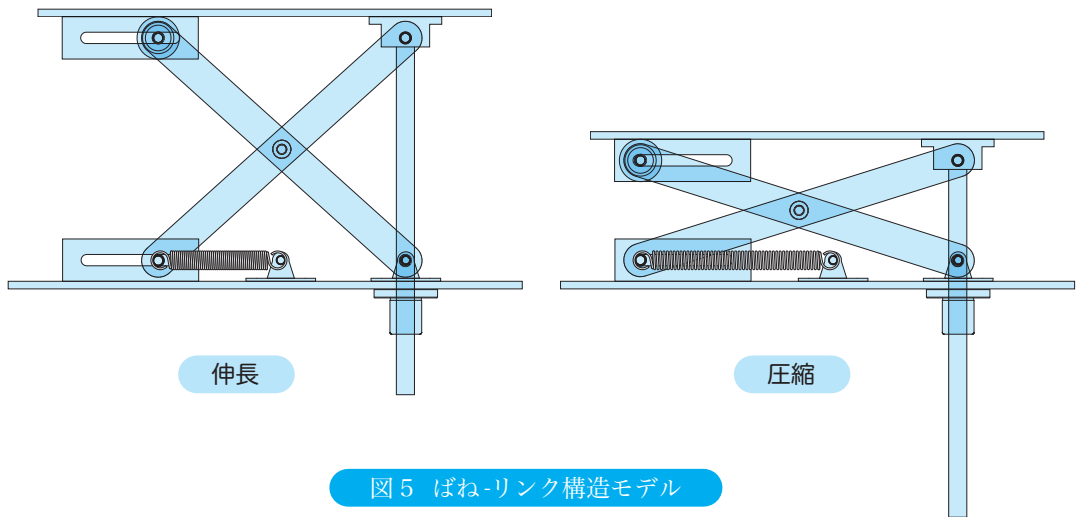


図5 ばね-リンク構造モデル

コイルばねとリンクを組み合わせた『ばね-リンク構造』における主要寸法を「図6 ばね-リンク構造主要寸法」に示す。

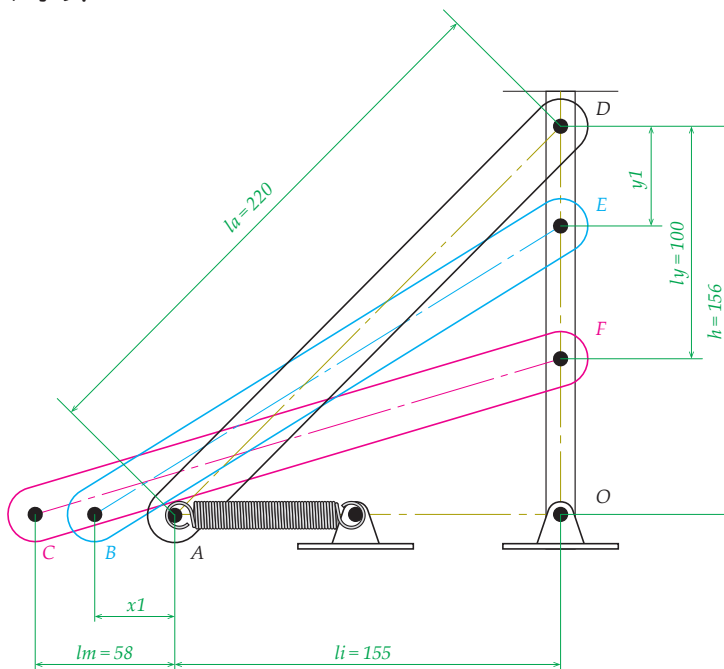


図6 ばね-リンク構造主要寸法

点Bはローラー案内ガイドに沿って点Aから点Cの範囲 ($l_m = 58\text{mm}$) 内で水平方向に移動し、点Eは点Dから点Fの範囲 (積載台のストロークの長さ: $l_y = 100\text{mm}$) 内で上下動する。

コイルばねの変位と力（反力）を「図7ばね-リンク構造の変位と力」に示す。

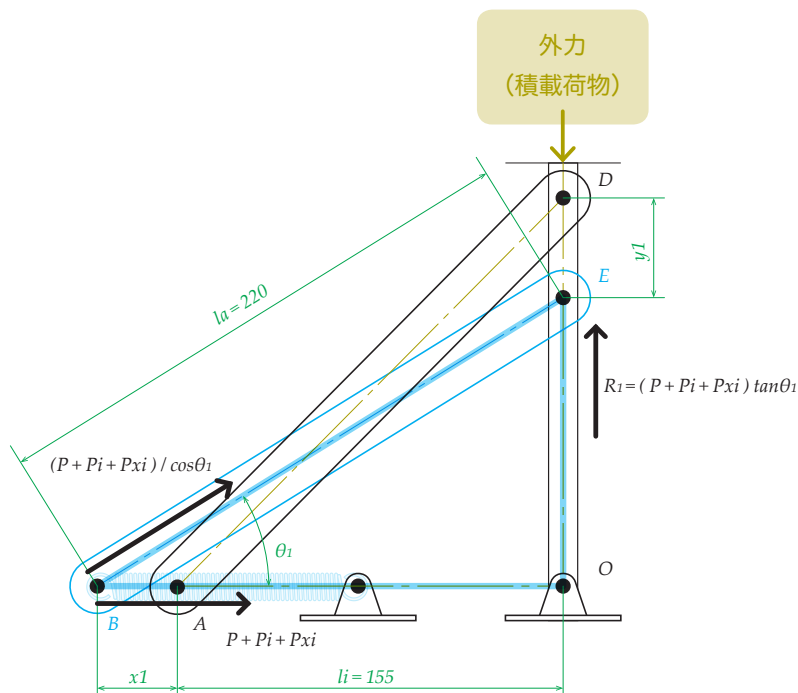


図7 ばね-リンク構造の変位と力

積載台を支持しているリンクの回転支点Dに外力（積載荷物は積載台上に均一に作用する等分布荷重と仮定する）が作用した場合の引張コイルばねに発生する張力について考える。

外力の作用により、点Dは点Eに移動して積載台は y_1 下降する。それに伴ってリンクの左支点Aは点Bに x_1 移動する。この状態におけるリンクの傾斜角を θ_1 とすると、点Bに作用する引張コイルばねによる張力は $P + P_i + P_{xi}$ となり、三角関数を用いて、

$$\cos\theta_1 = \frac{P + P_i + P_{xi}}{l_a} \dots\dots\dots (3)$$

$$\therefore l_a = \frac{P + P_i + P_{xi}}{\cos\theta_1} \dots\dots\dots (4)$$

リンクBEには抗力 $(P + P_i + P_{xi}) / \cos\theta_1$ が発生し、点Bには垂直力 R_1 が発生する。

- P_i : 引張コイルばねの初張力
- P_{xi} : 予備変位 x_i を与えた場合のコイルばねに発生する張力

点 A が点 B に x_1 移動した場合の引張コイルばねに発生する張力 $P + P_i + P_{x_i}$ は、式 (1) , (2) を用いると

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} \dots\dots\dots (1)$$

$$F = kx \dots\dots\dots (2)$$

$$\begin{aligned} P + P_i + P_{x_i} &= kx_1 + P_i + P_{x_i} \\ &= \frac{Gd^4}{8nD^3}x_1 + P_i + P_{x_i} \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

で表される。

点 B における傾斜角 θ_1 は三角関数を用いて

$$\cos\theta_1 = \frac{l_i + x_1}{l_a} \dots\dots\dots (6)$$

$$\therefore \theta_1 = \cos^{-1} \frac{l_i + x_1}{l_a} \dots\dots\dots (7)$$

で表されるため、リンク BE に発生した抗力 $(P + P_i + P_{x_i}) / \cos\theta_1$ による点 E における力 R_1 は

$$\tan\theta_1 = \frac{R_1}{P + P_i + P_{x_i}} \dots\dots\dots (8)$$

$$\therefore R_1 = (P + P_i + P_{x_i}) \tan\theta_1 \dots\dots\dots (9)$$

となる。

本台車の場合、リンクは台車面上に取り付けた 2 本のコイルばねで引っ張られているため、積載台を押し上げる力の総和 R は

$$R = 2R_1 \dots\dots\dots (10)$$

となる。

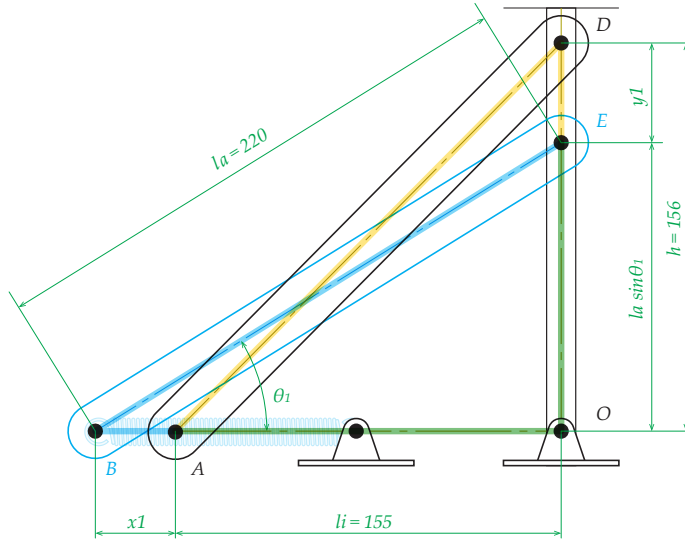


図8 積載台の下降量

なお積載台の降下量 y_1 はピタゴラスの定理より

$$h^2 + l_i^2 = l_a^2 \dots\dots\dots (11)$$

$$\therefore h = \sqrt{l_a^2 - l_i^2} \dots\dots\dots (12)$$

これに

$$h = y_1 + l_a \sin \theta_1 \dots\dots\dots (13)$$

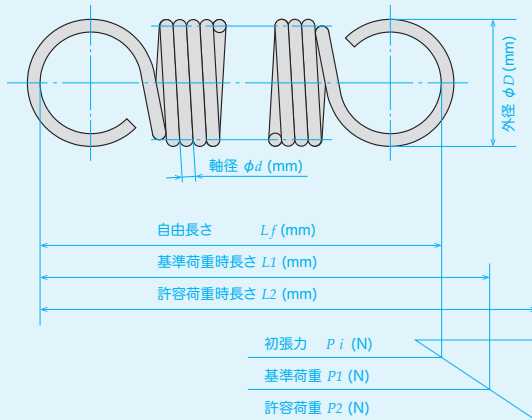
$$y_1 = h - l_a \sin \theta_1 \dots\dots\dots (14)$$

を代入して

$$y_1 = \sqrt{l_a^2 - l_i^2} - l_a \sin \theta_1 \dots\dots\dots (15)$$

の式で求まる。

P.5 図表 再掲載



横弾性係数 G [GPa]	78.5
線径 d [mm]	1.0
コイルの平均直径 D [mm]	10
総巻数 n	49.5
自由長さ L_f [mm]	70.3
初張力 P_i [N]	4.236
鋼種	SWP-B

図 4 引張コイルばねの形状

表 1 引張コイルばね DE641 の諸元

使用条件

予備変位 x_i [mm]	5
リンク長さ l_a [mm]	220
初期支点距離 l_i [mm]	155

上記値を代入計算

ばね定数 k [N/m]	$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} = 198.2323$
予備変位による張力 P_{xi} [N]	$P_{xi} = kx_i = 0.9912$

次ページ「表 2 積載台の下降量に対する押し上げ力の変化」の計算式は、「3-1 ばね - リンク構造設計」で導出した式を利用。

また、「図 2 積載台の下降量に対する押し上げ力の変化」のグラフについては、「からくり台車_計算式.xls」エクセルファイル参照。

ばねの変位 x_1 [mm]	積載台の下降量 y_1 [mm]	リンクの傾斜角 θ_1 [rad]	ばね張力 (1本) P [N]	初張力 P_i のみが作用した場合		初張力 P_i と予備変位 P_{xi} による張力が同時に作用した場合	
				反力 R_i [N]	◆ 反力の総和 $2R_i$ [N]	反力 R_{xi} [N]	■ 反力の総和 $2R_{xi}$ [N]
--	$\sqrt{l_a^2 - l_i^2} - l_a \sin \theta_1$	$\cos^{-1} \frac{l_i + x_1}{l_a}$	kx_1	$(P + P_i) \tan \theta_1$	$2R_i$	$(P + P_i + P_{xi}) \tan \theta_1$	$2R_{xi}$
0	0	0.7890	0	4.2667	8.5335	5.2651	10.5302
1	0.9992	0.7826	0.198232323	4.4094	8.8188	5.3950	10.7900
2	2.0114	0.7761	0.396464646	4.5473	9.0946	5.5202	11.0405
3	3.0367	0.7696	0.59469697	4.6805	9.3610	5.6409	11.2817
4	4.0756	0.7631	0.792929293	4.8091	9.6182	5.7569	11.5138
5	5.1283	0.7565	0.991161616	4.9330	9.8661	5.8684	11.7368
6	6.1950	0.7498	1.189393939	5.0524	10.1047	5.9754	11.9507
7	7.2760	0.7431	1.387626263	5.1671	10.3342	6.0778	12.1556
8	8.3718	0.7364	1.585858586	5.2773	10.5546	6.1757	12.3515
9	9.4825	0.7296	1.784090909	5.3829	10.7659	6.2692	12.5384
10	10.6086	0.7227	1.982323232	5.4840	10.9681	6.3582	12.7163
11	11.7504	0.7158	2.180555556	5.5806	11.1613	6.4427	12.8854
12	12.9083	0.7089	2.378787879	5.6727	11.3455	6.5227	13.0455
13	14.0827	0.7019	2.577020202	5.7603	11.5207	6.5984	13.1967
14	15.2740	0.6948	2.775252525	5.8434	11.6869	6.6695	13.3390
15	16.4825	0.6877	2.973484848	5.9221	11.8441	6.7362	13.4724
16	17.7089	0.6805	3.171717172	5.9962	11.9924	6.7985	13.5970
17	18.9535	0.6732	3.369949495	6.0658	12.1316	6.8563	13.7125
18	20.2169	0.6659	3.568181818	6.1309	12.2619	6.9096	13.8192
19	21.4995	0.6585	3.766414141	6.1915	12.3831	6.9584	13.9168
20	22.8020	0.6510	3.964646465	6.2476	12.4952	7.0027	14.0055
21	24.1249	0.6435	4.162878788	6.2992	12.5983	7.0425	14.0851
22	25.4689	0.6359	4.361111111	6.3461	12.6923	7.0778	14.1555
23	26.8346	0.6282	4.559343434	6.3885	12.7770	7.1084	14.2169
24	28.2226	0.6204	4.757575758	6.4263	12.8525	7.1345	14.2689
25	29.6338	0.6126	4.955808081	6.4593	12.9187	7.1559	14.3117
26	31.0690	0.6046	5.154040404	6.4877	12.9755	7.1725	14.3451
27	32.5288	0.5966	5.352272727	6.5114	13.0228	7.1845	14.3690
28	34.0143	0.5884	5.550505051	6.5303	13.0605	7.1916	14.3833
29	35.5264	0.5802	5.748737374	6.5443	13.0885	7.1939	14.3878
30	37.0661	0.5718	5.946969697	6.5534	13.1067	7.1912	14.3825
31	38.6345	0.5634	6.145202022	6.5575	13.1150	7.1836	14.3671
32	40.2328	0.5548	6.343434343	6.5565	13.1131	7.1708	14.3416
33	41.8621	0.5461	6.541666667	6.5505	13.1009	7.1529	14.3057
34	43.5239	0.5373	6.739898989	6.5391	13.0783	7.1296	14.2593
35	45.2196	0.5284	6.938131313	6.5225	13.0450	7.1010	14.2021
36	46.9508	0.5193	7.136363636	6.5004	13.0007	7.0669	14.1338
37	48.7192	0.5100	7.334595959	6.4726	12.9453	7.0271	14.0542
38	50.5267	0.5006	7.532828283	6.4392	12.8784	6.9815	13.9630
39	52.3753	0.4911	7.731060606	6.3999	12.7998	6.9300	13.8599
40	54.2672	0.4814	7.929292929	6.3545	12.7090	6.8722	13.7445
41	56.2050	0.4715	8.127525253	6.3029	12.6057	6.8082	13.6163
42	58.1913	0.4613	8.325757576	6.2448	12.4895	6.7375	13.4750
43	60.2292	0.4510	8.523989899	6.1799	12.3599	6.6600	13.3200
44	62.3220	0.4405	8.722222222	6.1081	12.2163	6.5753	13.1507
45	64.4734	0.4297	8.920454545	6.0290	12.0581	6.4833	12.9665
46	66.6878	0.4187	9.118686869	5.9423	11.8846	6.3833	12.7667
47	68.9699	0.4073	9.316919192	5.8476	11.6951	6.2752	12.5504
48	71.3252	0.3957	9.515151515	5.7443	11.4886	6.1583	12.3167
49	73.7599	0.3837	9.713383838	5.6321	11.2641	6.0322	12.0645
50	76.2814	0.3714	9.911616162	5.5102	11.0205	5.8963	11.7925
51	78.8980	0.3587	10.109848484	5.3781	10.7562	5.7497	11.4993
52	81.6199	0.3455	10.30808081	5.2348	10.4696	5.5916	11.1831
53	84.4591	0.3318	10.50631313	5.0794	10.1589	5.4209	10.8419
54	87.4300	0.3176	10.70454545	4.9107	9.8214	5.2365	10.4730
55	90.5506	0.3027	10.90277778	4.7272	9.4544	5.0367	10.0734
56	93.8433	0.2870	11.1010101	4.5271	9.0542	4.8196	9.6393
57	97.3372	0.2705	11.29924242	4.3079	8.6159	4.5828	9.1656
58	101.0704	0.2529	11.49747475	4.0667	8.1333	4.3228	8.6457

表2 積載台の下降量に対する押し上げ力の変化

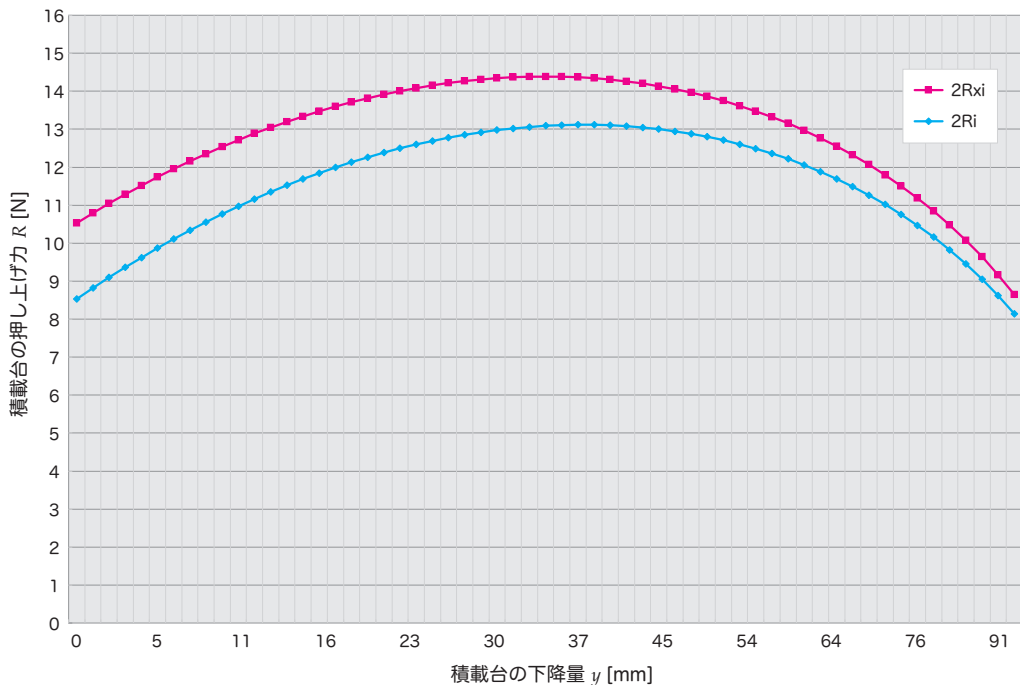


図9 積載台の下降量に対する押し上げ力の変化

搬送台車が自走するためには、リンクの支点に取り付けられた引張コイルばねの変位に対する積載台の押し上げ力が積載台の重量を超えることが必要十分条件である。

「図9 積載台の下降量に対する押し上げ力の変化」は積載台の下降量に対するばねの初張力のみが作用した場合、および初張力と予備変位による張力が同時に作用した場合の引っ張りコイルばねに発生した積載台の押し上げ力の変化を示す。

◆印で示すように、初張力 $P_i = 4.236$ [N] の場合における積載台の押し上げ力 R は積載台の下降量 y の増加に伴って放物線状に変化し、 $y \doteq 0$ mm において約 8.5 [N] である。積載台の重量 w_1 は 0.67 [kgf] \doteq 6.57 [N] であるため、反力の総和 $2R_i >$ 積載台の重量 w_1 であるが、その差は僅かであるため、台車の軸受け部の摩擦損失や歯車のかみ合い効率などを考慮すると、荷物を除去した場合の台車の戻り行程において、ばねの張力により台車は自力でスタート位置へ復帰できない場合も考えられる。

一方、■印で示した、初張力に予備変位 $x_i = 5$ mm (コイルばねの取付長さ l_s - コイルばねの自由長さ l_f) に対する張力 $P_{xi} = 0.99$ [N] を加算した場合における反力 R の大きさは $y \doteq 0$ mm において約 10.5 [N] となり、戻り行程において台車は自力でスタート位置へ復帰できると考えられる。また、台車の移動時における支点の反力の総和 $2R_{xi}$ の最大値は約 14.4 [N] であり、2L の水入りペットボトル 1 本を ($W \doteq 2$ [kgf] \doteq 19.6 [N]) を積載台に載せた場合、 $2R_{xi} < W$ となる。したがって、パンタグラム状のリンクは畳み込みを生じて、台車は走行するものと考えられる。

3-3

駆動装置の設計

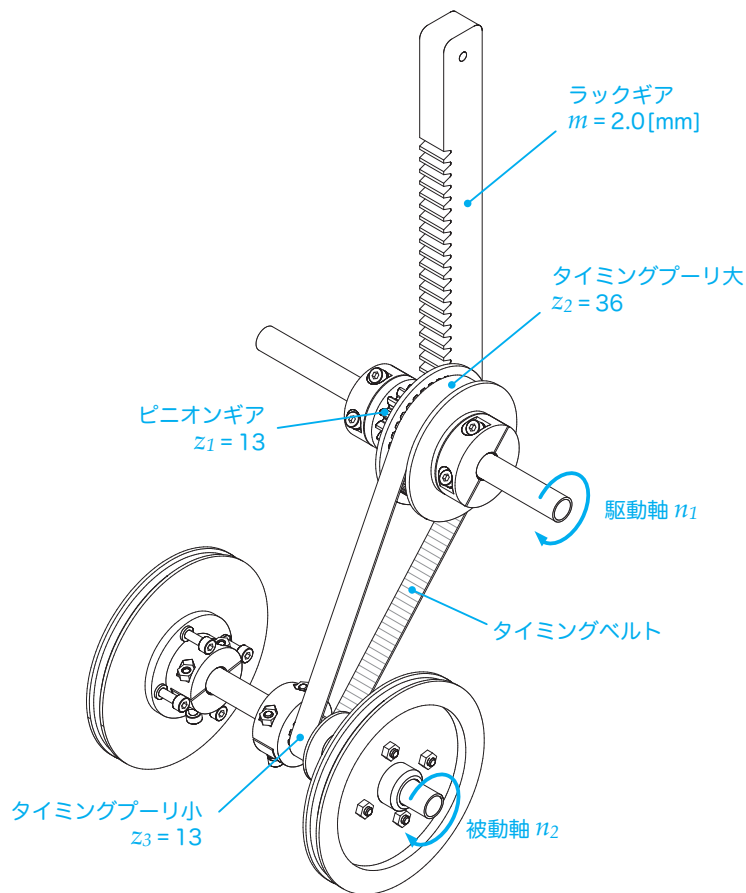
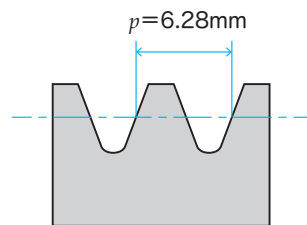


図 10 駆動装置の概略図

名称	仕様
ピニオンギア	$z_1 = 13$
タイミングプーリ大	$z_2 = 36$
タイミングプーリ小	$z_3 = 13$
車輪	半径 $Rt = 50$ mm 幅 $B = 10$ mm

表 3 ギア比



$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{6.28}{3.14} = 2.0$$

図 11 ラックのモジュール

荷物を積載した場合の積載台の下降量 $l_y = 100\text{mm}$ に伴う駆動装置の回転数 n_1 は次式で表される。

$$n_1 = \frac{\text{積載台の下降量 } l_y}{\text{ラックの移動量 } l} = \frac{l_y}{mz_1\pi} = \frac{100}{2.0 \times 13 \times \pi} \dots\dots\dots (16)$$

次に被動軸の回転数を n_2 とすると

$$n_2 = \frac{n_1 z_2}{z_3} \dots\dots\dots (17)$$

となり、台車の走行距離 L_3 は

$$\begin{aligned} L_3 = \text{車輪の円周の長さ} \times \text{回転数} &= 2\pi R_t \times n_2 \dots\dots\dots (18) \\ &= 2\pi R_t \times \frac{n_1 z_2}{z_3} \\ &= 2\pi R_t \times \frac{l_y z_2}{mz_1\pi z_3} \\ &= \frac{2l_y z_2 R_t}{mz_1 z_3} \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

で表される。

歯車 z_1, z_2, z_3 の歯数およびモジュール m , 車輪の半径 R_t の値を (19) 式に代入すると

$$\begin{aligned} L_3 &= \frac{2l_y z_2 R_t}{mz_1 z_3} \\ &= \frac{2 \times 100 \times 36 \times 50}{2.0 \times 13 \times 13} \\ &\doteq 1065 [\text{mm}] \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

を得る。

なお、台車の走行試験では約 1.2[m] 走行した。

3-4 車輪の駆動力とこころがり摩擦

大きな張力を有するコイルばねを使用した場合、戻り行程において台車は自力で復帰動作に入ることが可能である。しかしながら、張力が大きいと、「図 8 積載台の下降量に対する押し上げ力の変化」に示すように戻り行程において放射線状に反力が増大するため、重量の大きな荷物を積載台に載せる必要が生じる。本台車の場合、走行開始時における車輪に作用する力はおもりや台車の重量を加算すると約 5.3[kgf] となり、車輪と走行面の弾性変形により接触面にはこころがり阻止する抵抗力、即ちこころがり摩擦が発生する。ここでは、台車の行き行程および戻り行程における車輪に作用する駆動力とこころがり摩擦の関係を明らかにする。

名称	[kgf]	[N]
荷物の重量 W	2.0	≈ 19.6
積載台の自重 w_1	0.67	≈ 6.57
台車の重量 w_2	2.6	≈ 25.5

表 4 台車の重量

材質		ヤング率 E		ポアソン比 ν
		[GPa]	[N/mm ²]	
車輪	ABS	2.5	2.5×10^3	0.36
走行面	コンクリート	20	20×10^3	0.2
	塩化ビニル	4	4×10^3	0.3

表 5 接触体の機械的定数値

■ 行き行程（走行開始時）

重量 $W = 2.0[\text{kgf}]$ の荷物を積載台に載せて台車が走行を開始した際の車輪の接線方向に作用する駆動力 W_2 の状態を下図に示す。

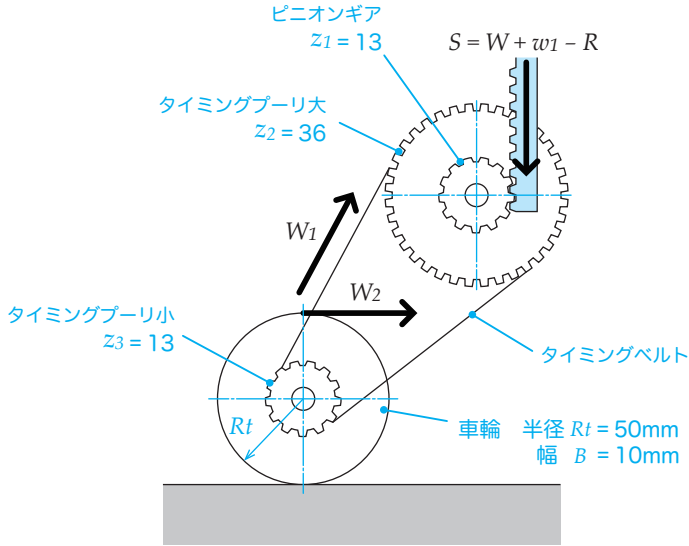


図 12 車輪に作用する駆動力 W_2 の状態（行き行程）

重量 W の荷物を載せて台車が走行を開始したとき、ピニオンギアのピッチ円とラックのかみ合い点に作用する力 S は、積載台の自重 w_1 、積載台の押し上げ力 R から

$$S = W + w_1 - R \quad \text{..... (21)}$$

で表される。

ピニオンギアの駆動トルク T は

$$T = \frac{mz_1}{2} \times S \quad \text{..... (22)}$$

で表される。

同様に、タイミングプーリ大のピッチ円に接線方向に作用する力を W_1 とすると、タイミングプーリ大の駆動トルク T は

$$T = \frac{mz_2}{2} \times W_1 \quad \text{..... (23)}$$

で表される。

ピニオンギアとタイミングプーリ大は同軸上で互いに固定されているため、両歯車に作用する駆動トルクは等しい。したがって、式 (22)、(23) より

$$\frac{mz_1}{2} \times S = \frac{mz_2}{2} \times W_1 \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$\therefore W_1 = \frac{mz_1 S}{2} \times \frac{2}{mz_2} = \frac{z_1 S}{z_2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

を得る。

次に、駆動軸に取り付けられた 2 本の車輪に作用する駆動力を W_2 とすると、タイミングプーリに働く回転トルクと車輪の回転トルクは等しいので

$$W_1 \times \frac{mz_3}{2} = W_2 \times R_t \quad \dots\dots\dots (26)$$

$$\therefore W_2 = \frac{mz_3}{2R_t} \frac{z_1 S}{z_2} = \frac{mz_1 z_3 (W + w_1 - R)}{2z_2 R_t} \quad \dots\dots\dots (27)$$

となる。

ここで、ラックと歯車のかみ合い効率を $\eta_1=0.95$ 、タイミングベルトの動力伝達効率を $\eta_2=0.95$ 、軸受けの動力伝達効率を $\eta_3=0.95$ とすると、駆動力 W_2 は

$$W_2 = \frac{mz_1 z_3 (W + w_1 - R)}{2z_2 R_t} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \quad \dots\dots\dots (28)$$

で表される。

$$W = 2.0[\text{kgf}] \doteq 2.0 \times 9.807[\text{N}] \doteq 19.6[\text{N}] \quad \dots\dots\dots (29)$$

$$w_1 = 0.67[\text{kgf}] \doteq 0.67 \times 9.807[\text{N}] \doteq 6.57[\text{N}] \quad \dots\dots\dots (30)$$

$$R = 10.53[\text{N}] \quad \text{p.11 表 3 より} \quad \dots\dots\dots (31)$$

積載台の押し上げ力、歯車・各プーリの歯数、荷物の重量などを式 (28) に代入すると W_2 は

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{mz_1 z_3 (W + w_1 - R)}{2z_2 R_t} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \\ &= \frac{2.0 \times 13 \times 13 \times (19.6 + 6.57 - 10.53) \times 0.95 \times 0.95 \times 0.95}{2 \times 36 \times 50} \\ &\doteq 1.260[\text{N}] \doteq \frac{1.260}{9.807}[\text{kgf}] \doteq 0.128[\text{kgf}] \quad \dots\dots\dots (32) \end{aligned}$$

となる。

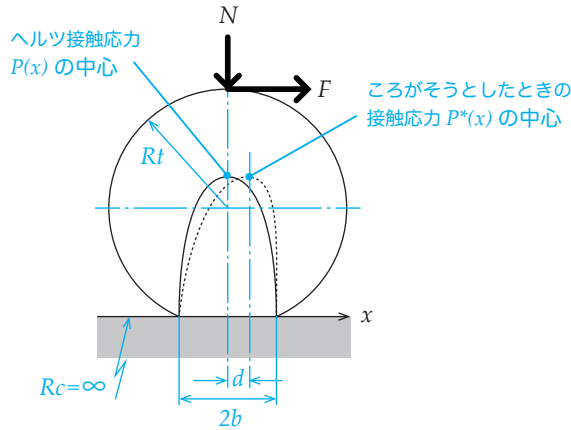


図 13 ころがり摩擦の発生メカニズム

一方、「図 13 ころがり摩擦の発生メカニズム」に示すように、垂直荷重 N を受けながら車輪がコンクリート製の滑らかな走行面をころがる場合、接触体は弾性変形し、接触面は $2b \times B$ の長方形（平面）となる。このとき、車輪が走行面から受ける力 N と応力分布 $p^*(x)$ の中心がずれた距離 d との積は、車輪を回転させようとするトルクとつり合うため、次式が成立する。

$$N \times d = F \times R_t \quad \text{..... (33)}$$

ここで、ころがり摩擦係数 μ_r をすべり摩擦係数と同様、力 F と垂直荷重 N の比で表されるものとすれば、 μ_r は

$$\mu_r = \frac{F}{N} = \frac{d}{R_t} \quad \text{..... (34)}$$

となる。

次に、車輪をころがらせた場合における応力分布中心のずれ d は、接触幅 $2b$ の $1/2$ にほぼ一致するので、

$$d \doteq 2b \times \frac{1}{2} = b \quad \text{..... (35)}$$

ころがり摩擦係数 μ_r は

$$\mu_r \doteq \frac{b}{R_t} \quad \text{..... (36)}$$

で与えられる。

荷物の重量 W 、積載台の重量 w_1 および台車の重量 w_2 の総重量 N が 4 本の車輪に均等に作用するものと仮定すると、車輪 1 本あたりに作用する垂直荷重 N は

$$N = \frac{W + w_1 + w_2}{4} \dots\dots\dots (37)$$

で表される。

「図 13 ころがり摩擦の発生メカニズム」に示すように半径が R_t 、幅が B の車輪がコンクリート平面（半径が $R_c = \infty$ ）と線接触する場合の接触幅 $2b$ の $1/2$ はヘルツの公式より次式で与えられる。

$$b = 2 \left\{ \frac{N}{B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_t^2}{E_t} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_c} \right)^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (38)$$

「表 5 接触体の機械的定数値」に示す機械的定数値、台車の重量および荷物の重量などを式 (38) に代入すると

$$b = 2 \left\{ \frac{W + w_1 + w_2}{4B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_t^2}{E_t} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_c} \right)^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (39)$$

$$= 2 \left\{ \frac{19.6 + 6.57 + 25.5}{4 \times 10} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - 0.36^2}{2.5 \times 10^3} + \frac{1 - 0.2^2}{20 \times 10^3} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{\infty} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 0.181 \text{ [mm]} \dots\dots\dots (40)$$

を得る。

ころがり摩擦係数 μ_r は

$$\mu_r = \frac{b}{R_t} = \frac{0.181}{50} = 0.00362 \dots\dots\dots (41)$$

となる。したがって、車輪 1 本あたりに作用するころがり摩擦 F は

$$F = \mu_r \times N = \mu_r \times \frac{W + w_1 + w_2}{4} \dots\dots\dots (42)$$

$$= 0.00362 \times \frac{19.6 + 6.57 + 25.5}{4} = 0.0468 \text{ [N]} \dots\dots\dots (43)$$

となる。

4 本の車輪に作用するころがり摩擦の合力は 0.187[N] となる。したがって、駆動軸に取り付けられた車輪に作用する駆動力 W_2 の計算値 1.26[N] に比べて小さいため、車輪は走行面を転がるものと考えられる。

一方、車輪が滑らかな塩化ビニルの走行面をころがる場合の接触幅 $2b$ の $1/2$ は

$$b = 2 \left\{ \frac{W + w_1 + w_2}{4B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_t^2}{E_t} + \frac{1 - \nu_v^2}{E_v} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (44)$$

$$= 2 \left\{ \frac{19.6 + 6.57 + 25.5}{4 \times 10} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - 0.36^2}{2.5 \times 10^3} + \frac{1 - 0.3^2}{4 \times 10^3} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{\infty} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 0.218 \text{ [mm]} \dots\dots\dots (45)$$

となる.

ころがり摩擦係数 μ_r は

$$\mu_r = \frac{b}{R_t} = \frac{0.218}{50} = 0.00436 \dots\dots\dots (46)$$

となる. したがって、車輪 1 本あたりに作用するころがり摩擦 F は

$$F = \mu_r \times N = \mu_r \times \frac{W + w_1 + w_2}{4} \dots\dots\dots (42)$$

$$= 0.00436 \times \frac{19.6 + 6.57 + 25.5}{4} = 0.0563 \text{ [N]} \dots\dots\dots (47)$$

となり、4本の車輪に作用するころがり摩擦の合力は0.225[N]となる. したがって、コンクリート製の走行面の場合と同様に、車輪は塩化ビニルの走行面をころがるものと考えられる.

■ 戻り行程（走行開始時）

積載台の荷物を取り除いて台車が戻り行程に入った際の車輪に作用する駆動力 W_2 の状態を「図 14 車輪に作用する駆動力 W_2 の状態（戻り行程）」に示す。

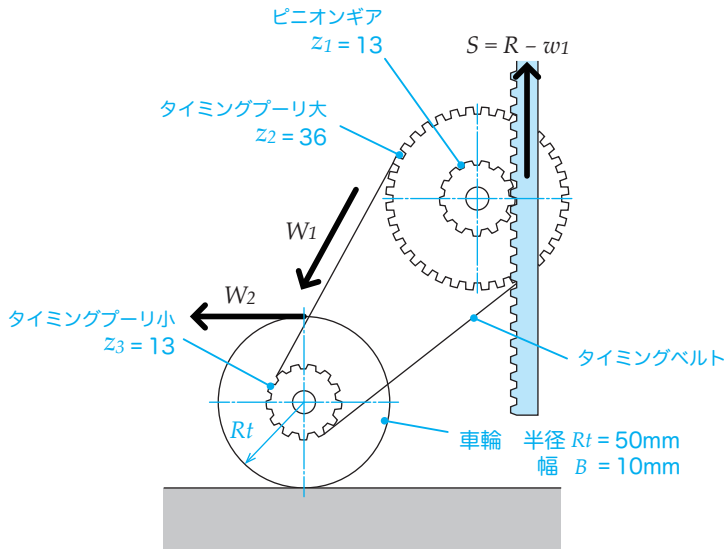


図 14 車輪に作用する駆動力 W_2 の状態（戻り行程）

ピニオンギアのピッチ円とラックのかみ合い点に作用する力 S は、次式のように積載台の押し上げ力 R から積載台の重量 w_1 を引いた値で表される。

$$S = R - w_1 \quad \text{..... (48)}$$

車輪に作用する駆動力 W_2 は積載台の押し上げ力、歯車・各プーリの歯数やラックと歯車のかみ合い効率などの値を代入すると

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{m z_1 z_3 (R - w_1)}{2 z_2 R_t} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \quad \text{..... (49)} \\ &= \frac{2.0 \times 13 \times 13 \times (8.65 - 6.57) \times 0.95 \times 0.95 \times 0.95}{2 \times 36 \times 50} \\ &\doteq 0.167 [\text{N}] \doteq \frac{0.167}{9.807} [\text{kgf}] \doteq 0.017 [\text{kgf}] \quad \text{..... (50)} \end{aligned}$$

となる。

次に、車輪とコンクリート接触面に作用するころがり摩擦について検討する。

車輪 1 本あたりに作用する垂直荷重 N は

$$N = \frac{w_1 + w_2}{4} \quad \text{..... (51)}$$

で与えられる。

また、車輪とコンクリートが接触する場合のヘルツの接触幅 $2b$ の $1/2$ は

$$b = 2 \left\{ \frac{N}{B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - v_t^2}{E_t} + \frac{1 - v_c^2}{E_c} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_c} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad \text{..... (52)}$$

$$= 2 \left\{ \frac{w_1 + w_2}{4B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - v_t^2}{E_t} + \frac{1 - v_c^2}{E_c} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_c} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 2 \left\{ \frac{6.57 + 25.5}{4 \times 10} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - 0.36^2}{2.5 \times 10^3} + \frac{1 - 0.2^2}{20 \times 10^3} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{\infty} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 0.142 [\text{mm}] \quad \text{..... (53)}$$

となる。

ころがり摩擦係数 μ_r は

$$\mu_r = \frac{b}{R_t} = \frac{0.142}{50} = 0.00284 \quad \text{..... (54)}$$

となる。したがって、車輪 1 本あたりに作用するころがり摩擦 F は

$$F = \mu_r \times N = \mu_r \times \frac{w_1 + w_2}{4} \quad \text{..... (55)}$$

$$= 0.00284 \times \frac{6.57 + 25.5}{4} = 0.0228 [\text{N}] \quad \text{..... (56)}$$

となる。

4 本の車輪に作用するころがり摩擦の合力 $0.0912[\text{N}]$ は、駆動軸に取り付けられた車輪に作用する駆動力 W_2 の計算値 $0.167[\text{N}]$ に比べて小さいため、車輪は走行面上をころがるものと推定される。

一方、車輪が滑らかな塩化ビニルの走行面をころがる場合の接触幅 $2b$ の $1/2$ は

$$b = 2 \left\{ \frac{N}{B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - v_t^2}{E_t} + \frac{1 - v_v^2}{E_v} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad \text{..... (57)}$$

$$= 2 \left\{ \frac{w_1 + w_2}{4B} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - v_t^2}{E_t} + \frac{1 - v_v^2}{E_v} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 2 \left\{ \frac{6.57 + 25.5}{4 \times 10} \frac{1}{\pi} \left(\frac{1 - 0.36^2}{2.5 \times 10^3} + \frac{1 - 0.3^2}{4 \times 10^3} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1}{50} + \frac{1}{\infty} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$= 0.171 \text{ [mm]} \quad \text{..... (58)}$$

となる.

ころがり摩擦係数 μ_r は

$$\mu_r = \frac{b}{R_t} = \frac{0.171}{50} = 0.00343 \quad \text{..... (59)}$$

となる. したがって、車輪1本当たりに作用するころがり摩擦 F は

$$F = \mu_r \times N = \mu_r \times \frac{w_1 + w_2}{4} \quad \text{..... (55)}$$

$$= 0.00343 \times \frac{6.57 + 25.5}{4} = 0.0275 \text{ [N]} \quad \text{..... (60)}$$

となる.

4本の車輪に作用する摩擦力の合力は0.11[N]となる. したがって、コンクリート製の走行面の場合と同様に、車輪は塩化ビニルの走行面をころがるものと考えられる.

3-5

歯車の強度計算

■ 歯幅の計算

積載台の中央に取り付けられた軸に片側に歯切りを施したラックギアとピニオンギア z_1 が噛み合う場合、歯に作用する曲げモーメントなどに対して、十分な伝達強度を有する歯幅の計算が重要となる。

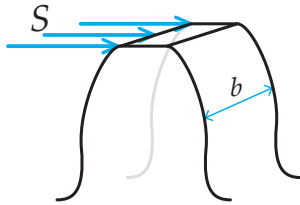


図 15 歯幅の計算モデル

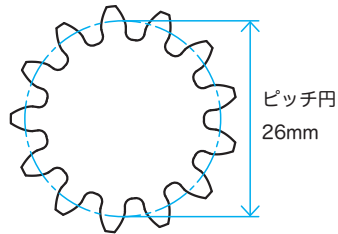


図 16 ピニオンギア z_1

図 15 に示すように、ピニオンギアのピッチ円に対して接線方向に作用する力 S が 1 枚の歯先に作用し、しかも歯幅 b に沿って一様に作用するものと仮定すると、ルイス (Lewis) の式 (61) を用いて適正な歯幅を計算することができる。

$$b = \frac{S}{\sigma \pi m y} \quad \dots \dots \dots (61)$$

ただし

b : 歯幅 [m]

m : モジュール

z : 歯数, d : 歯車の直径 [mm]

$$m = d/z = 26/13 = 2$$

S : ピニオンギア z_1 のピッチ円に接線方向に作用する力 [N]

y : 歯形係数

圧力角 20° のインボリュート歯車 ($z_1 = 13$) の場合

$$\begin{aligned} y &= 0.154 - \frac{0.912}{z_1} \\ &= 0.154 - \frac{0.912}{13} \approx 0.084 \end{aligned}$$

σ : 歯車材の許容曲げ応力 [N/mm^2]

ABS 樹脂の場合 約 $20 [\text{N}/\text{mm}^2]$

「3-4 車輪の駆動力とこころがり摩擦」で既出であるが、重量 W の荷物を載せて台車が走行を開始したとき、ピニオンギアのピッチ円とラックのかみ合い点に作用する力 S は、積載台の自重 w_1 、積載台の押し上げ力 R から

$$S = W + w_1 - R \quad \dots\dots\dots (21)$$

で表される。

歯面荷重や歯車材の許容曲げ応力などを式 (61) に代入すると、歯幅 b の計算値は

$$b = \frac{(W + w_1 - R)}{\sigma \pi m y} \quad \dots\dots\dots (62)$$

$$= \frac{(19.6 + 6.57 - 10.53)}{20 \times \pi \times 2 \times 0.084} \doteq 1.48 \text{ [mm]} \quad \dots\dots\dots (63)$$

となる。

しかし、この値は充填率 100% の ABS 樹脂であることが条件である。

本台車の ABS 樹脂パーツは充填率 10% のものを使用しているため、十分な強度を持たせ、歯形誤差や組立誤差などを考慮して $b = 15\text{mm}$ とした。

「からくり台車_計算式.xls」エクセルファイルより

3-2 引張コイルばねの設計

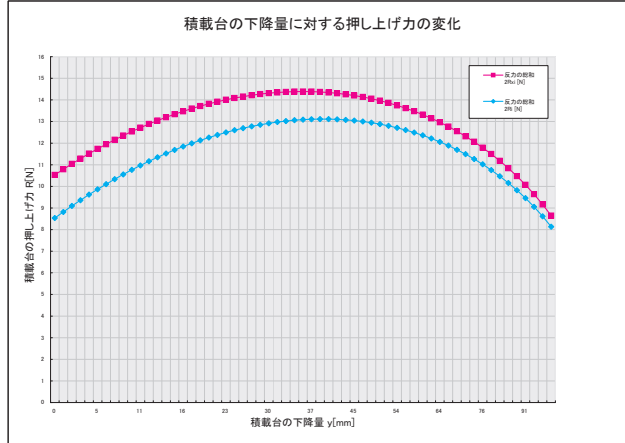
表1 引張コイルばね[DE641]の諸元

弾性係数 G [GPa]	78.5
線径 d [mm]	1
コイル平均直径 D [mm]	10
総巻数 n	49.5
自由長さ l [mm]	70.3
初張力 P ₀ [N]	4.236
鋼種	SWP-B

使用条件

予備変位 x ₀ [mm]	5
連結棒長さ l _a [mm]	220
l _i [mm]	155

ばね定数 k [N/mm]	$k = \frac{Gd^4}{8nD^3}$	198.2323
予備変位による張力 P ₀ [N]	$P_0 = kx_0$	0.9912



計算式	ばねの変位 x ₁ [mm]	積載台の下降量 y [mm]	リンクの傾斜角 θ ₁ [rad]	ばね張力 P [N]	初張力Pのみが作用した場合		初張力Pと予備変位P ₀ による張力が同時に作用した場合	
					反力 R _i [N]	反力の総和 2R _i [N]	反力 R _{xi} [N]	反力の総和 2R _{xi} [N]
	(なし)	$y_1 = \sqrt{l_a^2 + l_i^2} + l_i \sin \theta_1$	$\theta_1 = \cos^{-1} \frac{l_a + x_1}{l_i}$	$P = kx_1$	$R_i = (P + P_0) \tan \theta_1$	$2R_i$	$R_{xi} = (P + P_0 + P_0) \tan \theta_1$	$2R_{xi}$
0	0	0	0.7890	0	4.2667	8.5335	5.2651	10.5302
1	0.9992	0.7826	0.198232323	4.4094	8.1898	5.3950	10.7900	11.0405
2	2.0114	0.7761	0.396464646	4.5473	9.0846	5.5202	11.0405	11.2817
3	3.0367	0.7696	0.594696969	4.6805	9.3610	5.6409	11.5138	11.3988
4	4.0756	0.7631	0.792929293	4.8091	9.6182	5.7569	11.9507	11.5138
5	5.1263	0.7565	0.991161616	4.9330	9.8661	5.8684	12.3584	11.6269
6	6.1899	0.7499	1.189393939	5.0524	10.1047	5.9754	12.7384	11.7372
7	7.2760	0.7431	1.387626263	5.1671	10.3342	6.0778	12.8954	11.8444
8	8.3718	0.7364	1.585858586	5.2773	10.5546	6.1757	12.9894	11.9477
9	9.4825	0.7296	1.784090909	5.3829	10.7659	6.2692	13.0300	12.0372
10	10.6066	0.7227	1.982323232	5.4840	10.9681	6.3582	13.0700	12.1138
11	11.7504	0.7158	2.180555556	5.5806	11.1613	6.4427	13.1094	12.1872
12	12.9083	0.7089	2.378787879	5.6727	11.3455	6.5227	13.1472	12.2572
13	14.0827	0.7019	2.577020202	5.7603	11.5207	6.5984	13.1836	12.3244
14	15.2740	0.6948	2.775252525	5.8434	11.6869	6.6695	13.2184	12.3888
15	16.4825	0.6877	2.973484848	5.9221	11.8441	6.7362	13.2516	12.4500
16	17.7089	0.6805	3.171717172	5.9952	11.9924	6.7985	13.2824	12.5088
17	18.9535	0.6732	3.369949495	6.0658	12.1316	6.8563	13.3116	12.5644
18	20.2169	0.6659	3.568181818	6.1309	12.2619	6.9096	13.3392	12.6172
19	21.4995	0.6585	3.766414141	6.1915	12.3831	6.9584	13.3652	12.6672
20	22.8020	0.6510	3.964646465	6.2476	12.4952	7.0027	13.3896	12.7144
21	24.1249	0.6435	4.162878788	6.2992	12.5983	7.0425	13.4124	12.7588
22	25.4689	0.6359	4.361111111	6.3461	12.6923	7.0778	13.4336	12.8000
23	26.8346	0.6282	4.559343434	6.3885	12.7770	7.1084	13.4532	12.8388
24	28.2226	0.6204	4.757575758	6.4263	12.8525	7.1345	13.4712	12.8744
25	29.6338	0.6126	4.955808081	6.4593	12.9187	7.1559	13.4876	12.9072
26	31.0699	0.6046	5.154040404	6.4877	12.9755	7.1725	13.5024	12.9372
27	32.5288	0.5966	5.352272727	6.5114	13.0228	7.1845	13.5156	12.9632
28	34.0143	0.5884	5.550505051	6.5303	13.0605	7.1916	13.5272	12.9856
29	35.5264	0.5802	5.748737374	6.5443	13.0885	7.1939	13.5376	12.9944
30	37.0661	0.5718	5.946969697	6.5534	13.1067	7.1912	13.5468	13.0000
31	38.6345	0.5634	6.145202020	6.5575	13.1150	7.1836	13.5548	13.0032
32	40.2328	0.5548	6.343434343	6.5565	13.1131	7.1708	13.5608	13.0044
33	41.8621	0.5461	6.541666667	6.5505	13.1009	7.1529	13.5652	13.0032
34	43.5239	0.5373	6.739898989	6.5391	13.0783	7.1296	13.5684	13.0000
35	45.2196	0.5284	6.938131313	6.5225	13.0450	7.1010	13.5704	13.0000
36	46.9508	0.5193	7.136363636	6.5004	13.0007	7.0669	13.5712	13.0000
37	48.7192	0.5100	7.334595959	6.4726	12.9453	7.0271	13.5708	13.0000
38	50.5267	0.5006	7.532828283	6.4392	12.8784	6.9815	13.5692	13.0000
39	52.3733	0.4911	7.731060606	6.3999	12.7998	6.9300	13.5664	13.0000
40	54.2572	0.4814	7.929292929	6.3545	12.7090	6.8732	13.5624	13.0000
41	56.2050	0.4715	8.127525253	6.3029	12.6057	6.8082	13.5572	13.0000
42	58.1913	0.4613	8.325757576	6.2448	12.4895	6.7375	13.5508	13.0000
43	60.2292	0.4510	8.523989899	6.1799	12.3599	6.6600	13.5432	13.0000
44	62.3220	0.4405	8.722222222	6.1081	12.2183	6.5753	13.5344	13.0000
45	64.4734	0.4297	8.920454545	6.0294	12.0651	6.4833	13.5244	13.0000
46	66.6878	0.4187	9.118686869	5.9423	11.8946	6.3833	13.5132	13.0000
47	68.9699	0.4073	9.316919192	5.8476	11.6951	6.2752	13.5008	13.0000
48	71.3252	0.3957	9.515151515	5.7443	11.4886	6.1583	13.4872	13.0000
49	73.7599	0.3837	9.713383838	5.6321	11.2641	6.0322	13.4724	13.0000
50	76.2814	0.3714	9.911616162	5.5012	11.0205	5.8963	13.4564	13.0000
51	78.8980	0.3587	10.109848484	5.3781	10.7562	5.7497	13.4392	13.0000
52	81.6199	0.3455	10.30808081	5.2448	10.4696	5.5916	13.4208	13.0000
53	84.4591	0.3318	10.50631313	5.0794	10.1589	5.4209	13.4012	13.0000
54	87.4300	0.3176	10.70454545	4.9107	9.8214	5.2385	13.3804	13.0000
55	90.5505	0.3024	10.90277778	4.7272	9.4544	5.0357	13.3584	13.0000
56	93.8433	0.2870	11.10101011	4.5271	9.0542	4.8196	13.3352	13.0000
57	97.3372	0.2705	11.29924242	4.3079	8.6159	4.5828	13.3108	13.0000
58	101.0704	0.2529	11.49747475	4.0667	8.1333	4.3228	13.2852	13.0000

3-3 駆動装置の設計

積載台下降量 l_y [m]	モジュール m [m]	ピニオンギア		タイミングプーリー大		タイミングプーリー小		タイヤ半径 R_t [m]	台車走行距離 L_3 [m]
		歯数 z_1	回転数 n_1	歯数 z_2	回転数 n_2	歯数 z_3	回転数 n_3		
		(なし)	$n_1 = \frac{l_y}{m z_1 \pi}$	(なし)	$n_2 = \frac{n_1 z_2}{z_3}$	(なし)			
0.10	0.0020	13	1.224	36	3.390	13		0.050	1.06509

3-4 車輪の駆動力とかがり摩擦

	モジュール	歯数
ピニオンギア	2	13
タイミングプーリー大		36
タイミングプーリー小		13

	[kgf]	[N]
荷物の重量 w	2	19.6
積載台の自重 w_1	0.67	6.57
台車の重量 w_2	2.6	25.5

	動力伝達効率
ラック&ピニオン η_1	0.98
歯付ベルト η_2	0.98
輪軸 η_3	0.98

	60	10
タイヤ半径 R_t [mm]		
タイヤ幅 B [mm]		

材質	ヤング率 E [Gpa]	ポアソン比 ν
タイヤ	ABS, Et, νt	2.5, 0.36
走行面	コンクリート E _c , νc	20, 0.2
	塩化ビニル E _v , νv	4, 0.3

※ABSのグレードにより異なる

◆行き工程 (走行開始時)

	[kgf]	[N]
ばね-リンク構造における 回転支点上に作用する 積載台を押し上げる力R [kgf]	1.07374304167972	10.53
タイヤに作用する接離力 w_2 [N]		
$w_2 = \frac{m z_2 (W + w_1 - R)}{2 z_2 R_t} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3$	0.12848547060631	1.26015507880741
タイヤ1本当たりに作用する 垂直荷重 N	$N = \frac{W + w_1 + w_2}{4}$	1.3175, 12.9207225

◆戻り工程 (走行開始時)

	[kgf]	[N]
ばね-リンク構造における 回転支点上に作用する 積載台を押し上げる力R	0.882	8.6456976618190
タイヤに作用する接離力 w_2 [N]		
$w_2 = \frac{m z_3 (R - w_1)}{2 z_3 R_t} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3$	0.01703211358638	0.167033837941627
タイヤ1本当たりに作用する 垂直荷重 N [N]	$N = \frac{W + w_2}{4}$	0.8175, 8.0172225

ヘルツの公式 各項計算

コンクリート	塩化ビニル				
$\frac{N}{B \pi}$	411.279370838734	$\frac{N}{B \pi}$	411.279370838734		
$\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2}$	3.9616E-10	$\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2}$	5.7566E-10		
$\frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}}$	1.829324355147E-07	$\frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}}$	2.3675708261703E-07		
$\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v}$	20	$\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v}$	20		
$b=2 \times \frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{\frac{1}{2}}$	0.000180517276487	$b=2 \times \frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{\frac{1}{2}}$	0.000217603806316		
こりがり摩擦係数 μ_r	$\mu_r \times \frac{b}{R_t}$	0.00361034552974	こりがり摩擦係数 μ_r	$\mu_r \times \frac{b}{R_t}$	0.004352076126329
タイヤ1本当たりに作用する こりがり摩擦力 F [N]	$F = \mu_r \times N$	0.046648272718894	タイヤ1本当たりに作用する こりがり摩擦力 F [N]	$F = \mu_r \times N$	0.056231067927171
4本のタイヤに作用する こりがり摩擦力の合計 [N]	0.18593090875574	1.8593090875574	4本のタイヤに作用する こりがり摩擦力の合計 [N]	0.224927871708683	2.24927871708683

ヘルツの公式 各項計算

コンクリート	塩化ビニル				
$\frac{N}{B \pi}$	255.196118148513	$\frac{N}{B \pi}$	255.196118148513		
$\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2}$	3.9616E-10	$\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2}$	5.7566E-10		
$\frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}}$	1.0109849416572E-07	$\frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}}$	1.4690619737337E-07		
$\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v}$	20	$\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v}$	20		
$b=2 \times \frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{\frac{1}{2}}$	0.000142195987402	$b=2 \times \frac{N}{B \pi} \times \frac{1}{\pi} \times \left(\frac{1-v_2}{E_1} + \frac{1-v_2}{E_2} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_v} \right)^{\frac{1}{2}}$	0.00017140956462		
こりがり摩擦係数 μ_r	$\mu_r \times \frac{b}{R_t}$	0.002843919748034	こりがり摩擦係数 μ_r	$\mu_r \times \frac{b}{R_t}$	0.003428191329238
タイヤ1本当たりに作用する こりがり摩擦力 F [N]	$F = \mu_r \times N$	0.022800337392132	タイヤ1本当たりに作用する こりがり摩擦力 F [N]	$F = \mu_r \times N$	0.027484572659908
4本のタイヤに作用する こりがり摩擦力の合計 [N]	0.091201349568552	0.91201349568552	4本のタイヤに作用する こりがり摩擦力の合計 [N]	0.109938290636321	1.09938290636321

3-5 歯車の強度計算

歯車材: ABS樹脂 $\sigma = 20E+06$ Pa

歯車直径	歯数	モジュール	積載荷重	積載荷重	積載台重量	積載台重量	反力の総和	反力の総和	歯形係数	材料許容応力	歯幅
d [mm]	z	m [mm]	W [kgf]	W [N]	$w1$ [kgf]	$w1$ [N]	$2R$ [kgf]	$2R$ [N]	γ	σ [Mpa]	b [mm]
26	13	2	2	19.6133	0.67	6.5704555	1.074	10.5323421	0.083846154	20	1.48545860

実習で学ぶ！シリーズ「からくり台車」

設計計算書

2019年 10月 1日 初版

著者 からくり台車研究委員会
発行者 答島 一成
発行所 株式会社アドウィン
広島市西区楠木町 3-10-13
TEL：082-537-2460（代表）
FAX：082-238-3920
E-mail：info@adwin.com
