

Zeitschrift: Die Eisenbahn = Le chemin de fer
Herausgeber: A. Waldner
Band: 6/7 (1877)
Heft: 3

Artikel: Der Hanfseilbetrieb in Fabriken
Autor: Schellhaas, Henri
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-5802>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 23.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

INHALT. — Der Hanfseilbetrieb in Fabriken, von Henri Schellhaas, Ingenieur. — État des Travaux du grand tunnel du Gothard au 30 juin 1877. — Brückeneinsturz in Bath. (Mit einem Cliché). — La question de la réorganisation de l'école polytechnique suisse par Mr J. Meyer, ingénieur en chef. — Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. Festprogramm für die XXVII. Jahrestagung in Zürich und die Ausstellung an derselben. — Eisenbahnelclub in Wien. — Gesellschaft ehemaliger Studirender der eidgenössischen polytechnischen Schule. Jahrestagung. — Vereinsnachrichten: Zürcherischer Ingenieur- und Architekten-Verein. — Kleinere Mittheilungen. — Eisenpreise in England, mitgetheilt von Herrn Ernst Arbenz. — Verschiedene Preise des Metallmarktes loco London. — Stellenvermittlung der Gesellschaft ehemaliger Studirender des Eidgen. Polytechnikums in Zürich.

Der Hanfseiltrieb in Fabriken.

Von Henri Schellhaas, Ingenieur.

(Früherer Artikel, siehe Bd. V, Nr. 14, Seite 109.)

(Siehe die Tafel in letzter Nummer.)

(Schluss)

Zweites Verfahren.

Zu einer allgemeinen Formel lässt sich auch noch gelangen, indem man zuerst die Spannung S per $1 \square \text{m}_m$ für das $133,4 \text{ m}_m$ bis $165,2 \text{ m}_m$ ($5\frac{1}{4}''$ und $6\frac{1}{2}''$) Umfang-Seil berechnet und dasselbe S dann für dieselbe benutzt.

Hiefür ist es nothwendig, den Reibungscoefficienten f für Seile zu kennen.

MM. Pearce Brothers & Comp. in Dundee stellten vergleichende Reibungsversuche an mit Lederriemen auf gewöhnlicher Riemenscheibe und Hanfseilen in \vee -förmiger Rinne.

Die Versuche wurden so angestellt: Die Scheibe ward festgehalten; das eine Ende des Riems oder des Seiles belastet und am andern Ende so viel Gewicht angehängt, bis gerade Gleichgewicht gegen Heruntersinken der Last vorhanden war.

Unterstehende Tabelle I dieser Versuche ist einem Vortrag über Seiltrieb, gehalten vor der „Institution of Mechanical Engineers“ in Manchester entnommen; die Maasse sind in Metermaass umgewandelt.

Die benutzte Seilscheibe war im Querschnitt einem $6\frac{1}{2}''$ Umfang-Seil angepasst.

Für diese Versuche berechnet man den Reibungscoefficienten f nach den Formeln:

$$T = t \cdot e^{f\alpha}; \quad f = \frac{\log \frac{T}{t}}{\alpha \cdot \log e} \text{ für Riemen.}$$

$$T = t \cdot e^{\frac{f\alpha}{\sin \frac{\varphi}{2}}} \quad f = \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\sigma \log e} \log \frac{T}{t} \text{ für Seile.}$$

Hierin ist $\alpha = \pi = 3,1416$. $e = 2,71828$.

Der Keilwinkel $\varphi = 43^\circ$.

Obige Versuche ergeben f kleiner für Seile als für Riemen, was sich auch erwarten liess.

In der Praxis werden die Seile von Zeit zu Zeit leicht mit Seifenschmiede geschmiert, was deren Abnutzung vermindert, den Reibungscoefficienten jedoch herunterzieht.

Nehmen wir an:

$$f = 0,15.$$

Die Rechnung muss natürlich durchgeführt werden für die kleinere Scheibe.

Bezüglich die Grösse des vom Seil umspannten Bogens wird damit in der Praxis bis zu 130° herunter gegangen, und zur Sicherheit dieser letztere Winkel angenommen, so wird:

$$\alpha = \frac{130}{180} \cdot 3,1416 = 2,2688$$

Diese Werthe in Formel (4) eingesetzt, kommt:

$$T = 1,653 \cdot P \quad (14)$$

$$t = 0,653 \cdot P$$

Dies gilt jedoch nur für Ruheszustand gegen Gleiten. Zur Sicherheit muss das Seil schärfster gespannt werden, d. h. t muss grösser sein.

Nehmen wir T etwa $1/4$ grösser, so wird:

$$T = \frac{5}{4} \cdot 1,653 \cdot P = 2 \cdot P \quad (15)$$

$$t = P$$

Berechnet man nun für das 133 m_m ($5\frac{1}{4}''$) u. 165 m_m ($6\frac{1}{2}''$) Umfang-Seil aus oben angegebenen Regeln die transmittirte Kraft P , so erhält man unter Berücksichtigung von Gleichung (15) folgende Tabelle II (s. unten).

Die Tabelle zeigt, dass die Seile sehr leicht belastet sind. Bei Hanfseilen nimmt man gewöhnlich für Bruch $S = 8$ kilogr. per $1 \square \text{m}_m$ an, vergleiche man diess mit obigem $S = 0,15$, so erhält man 53fache Sicherheit.

Die allgemeine Formel für die Seilzahl A ist:

$$A = \frac{60 \times 75 \times 2}{0,509 \times S} \cdot \frac{N}{d^2 V}$$

wo N , d und V dieselbe Bedeutung haben wie früher. Setzt man nun hierin für die Spannung S ein:

Tabelle I.

Nr.	Seil oder Riemen	Seilumfang oder Riemenbreite	Durchmesser der Scheibe	Last angehängt am Ende des Riems oder Seiles	Nöthiges Gewicht um Gleiten zu vermeiden		Reibungs-Coefficient f	Bemerkungen	
					Nicht geschmiert	Geschmiert			
1	Seil	$7'' = 178 \text{ Millim.}$	$4'9'' = 1449 \text{ Millim.}$	152,2 kilogr.	25,2 kilogr.	46,0 kilogr.	0,208	0,139	Seil etwas abgenutzt
2	"	$6'' = 152$	dito	dito	12,6 "	40,5 "	0,289	0,153	Seil neu
3	"	$5\frac{1}{4}'' = 133$	dito	dito	6,3 "	—	0,369	—	Seil neu
4	Lederriemen	$6'' = 152$	$4'6'' = 1373 \text{ Millim.}$	dito	44,1 "	59,9 "	0,392	0,295	Doppelriemen $\frac{3}{8}''$ dick
5	"	$4'' = 102$	dito	dito	59,9 "	—	0,347	—	Einfacher Riemen halb abgenutzt

Tabelle II.

Umfang des Seiles	Aeusserer Durchmesser des Seiles	Querschnitt in $\square \text{ Millimeter}$	Total-Spannung T	Transmissions- kraft $P = T - t$	Permanente Spannung t	Beanspruchung S per $1 \square \text{ Millimet.}$
$5\frac{1}{4}'' = 134,4 \text{ m}_m$	46,7 Millimet.	1110 $\square \text{ Millimet.}$	{ 167,2 kilogr. 200,6 "	83,6 kilogr. 100,3 "	83,6 kilogr. 100,3 "	0,150 kilogr. 0,181 "
$6\frac{1}{2}'' = 165,2$	57,8 "	1700 "	250,8 "	125,4 "	125,4 "	0,147 "

*

$$S = 0,164 \text{ kilogr. per } \square \frac{m}{m}$$

$$S = 0,149 \text{ " " " }$$

so kommt man natürlich auf ganz dieselben Ausdrücke wie Formel (12) und (13).

Von dem Seilbiegungswiderstand habe ich Abstand genommen, da keine zuverlässigen Versuchsresultate vorliegen, es wäre diess doch von geringem praktischem Nutzen.

Durchmesser der Seilscheiben.

Wo immer möglich sollten Seilscheiben mit grossem Durchmesser gewählt werden, denn hievon hängt sowohl die Dauer des Seiles als der Seilbiegungswiderstand ab. Verglichen mit Drahtseiltrieb werden die Scheiben für Hanfseile sehr klein gemacht. Die bisher befolgte Praxis ist folgende:

Bei Scheiben für $165 \frac{m}{m}$ ($6 \frac{1}{2}''$) Umfang-Seile geht man mit dem Durchmesser nicht gerne unter $5'$ engl. = $1525 \frac{m}{m}$ herunter, d. h. etwa 26,4mal die Seildicke.

Bei Befolgung dieser Regel nutzen sich die Seile nicht aussergewöhnlich ab.

Für $133 \frac{m}{m}$ ($5 \frac{1}{4}''$) Umfang-Seile macht man die Scheiben verhältnismässig noch kleiner. Die kleinsten mir bekannten Scheiben für $133 \frac{m}{m}$ ($5 \frac{1}{4}''$) Umfang-Seile zeigen $763 \frac{m}{m}$ Durchmesser oder also nur 16,3mal Seildicke. Diese Scheiben erwiesen sich jedoch als zu klein, die Seile nutzten sich sehr bald ab.

Erlauben es die Verhältnisse nicht, grössere pulleys anzuwenden, so kann man sich damit helfen, ein oder zwei Seile mehr als sonst üblich anzuhängen, d. h. dieselben etwas weniger stark zu belasten.

Scheiben von $1068-915 \frac{m}{m}$ Durchmesser für $133 \frac{m}{m}$ ($5 \frac{1}{4}''$) Umfang-Seile werden noch als vollständig zulässig betrachtet und sind vielfach ausgeführt.

Verhältniss = 23 bis 19,6mal Seildicke.

Figur (10) zeigt eine Anordnung zum Betriebe einer schweren Leinwand- „Mangle“, die in einer Leinwandweberei in Thätigkeit steht.

Die Mangle erfordert circa 25 Pferde und wird mittelst vier $133 \frac{m}{m}$ ($5 \frac{1}{4}''$) Umfang-Seilen von der Haupttransmission betrieben. Auf der letzten Vorgelegewelle sitzt die Seilscheibe A von $851 \frac{m}{m}$ Durchmesser. Tourenzahl = 115 per 1 Minute. Die Trieb scheibe hat $1068 \frac{m}{m}$ Durchmesser. Die Mangle ist mit Vor- und Rückwärtsbewegung versehen, wobei durch Bewegungswechsel die Seile per Minute sechsmal plötzlich belastet und entlastet werden. Trotzdem arbeitet der Trieb ausgezeichnet und zeigen die Seile nach vierjährigem Betriebe wenig Abnutzung.

Nach meiner Ansicht sind obige Scheibendurchmesser zu klein und thut man besser, damit nicht unter 30mal den Seildurchmesser zu gehen.

Die Mehrkosten der grösseren Scheiben werden mehr als ausgeglichen durch geringere Seilzahl und längere Dauer der Seile.

Entfernung der Scheibenmittel.

Wie früher schon angegedeutet, ist der Hanfseilbetrieb, entgegen dem Drahtseilbetrieb nur für verhältnismässig geringe Distanzen anwendbar, Distanzen, die ebenfalls passend sind für Riemenbetrieb. Die Gründe hievon sind die folgenden:

Praktische Gründe fordern, die Theilung der Seirlinnen so klein als möglich zu nehmen, d. h. die Seile so nahe als möglich an einander zu rücken. So lange die Distanz der Scheiben eine bestimmte Grenze nicht überschreitet, innerhalb welcher verschärftete Anspannung des Seiles erforderlich ist, so schadet diess nicht; das Seil schwingt nur vertical auf und nieder, sehr wenig seitwärts, es findet also selten ein Aneinanderschlagen der Seile statt. Wird das Seil zu schlaff, so fängt es an zu gleiten oder zieht nicht mehr und zwingt also zur Einnahme.

Bei grösserem Rollenstand jedoch genügt das Eigengewicht des Seiles zur nötigen Reibung.

Beim Schlaffwerden hängt es frei durch und beginnt seitlich sowohl als vertical zu schwingen, wobei ein Aneinanderschlagen, Abnutzung und Kraftverlust stattfindet.

Wendet man nur ein oder zwei Seile an, so fällt natürlich diese Einsprache weg, es tritt aber dann das verhältnismässig grosse Eigengewicht des Seiles als Nachtheil auf und ist dann Drahtseiltrieb mehr gerechtfertigt.

Erfahrung hat gezeigt, dass für Hanfseiltrieb der Rollenstand nicht grösser als $18-21 \frac{m}{m}$ genommen werden sollte. Diese Distanz ist auch die grösste, die innerhalb Fabriken gewöhnlich vorkommt.

Fig. (2) zeigt einen Seiltrieb mit $31,4 \frac{m}{m}$ Scheibendistanz, bei dem sich auch oben angegebene Nachtheile gezeigt haben.

Wie beim Drahtseiltrieb, so sind auch für Hanfseiltriebe Spann- und Leitrollen unstatthaft, sie nutzen nur die Seile ab und absorbieren Kraft.

Ebenso gilt auch hier die Regel, den Trieb möglichst horizontal anzutragen, d. h. die Scheibenmittel möglichst auf gleiches Niveau zu bringen. Bezuglich Bewegungsrichtung ist es gut, immer das untere Seildrumm zum Treibenden zu machen, streckt sich das Seil, so wird das obere schlaffe Drumm auf die Rollen fallen und den Umspannungsbogen vergrössern, andernfalls fällt es ab den Scheiben.

Die Laufgeschwindigkeit der Seile sollte immer möglichst gross gewählt werden, darf aber $30 \frac{m}{s}$ per 1 Secunde nicht überschreiten.

Transmissionen in Spinnereien machen gewöhnlich 160 bis 200 Revolutionen per 1 Minute und ist dann die passende Seilgeschwindigkeit $7-18 \frac{m}{s}$ per 1 Secunde.

Dauer der Seile.

Vielseitige Erkundigungen, die ich über diesen Punkt eingezogen habe, fielen etwas verschieden aus. So mussten Seile nach 18 Monaten schon erneuert werden, andere hielten drei, wieder andere fünf bis sieben Jahre. In den meisten Fällen aber konnte die Ursache zu rascher Abnutzung auf fehlerhafte Anlage zurückgeführt werden. Entweder waren die Scheiben zu klein, waren die Seile zu stark belastet, oder die Seirlinnen unpassend construirt. Mit Sicherheit lässt sich die Dauer der Seile als Minimum zu drei bis vier Jahren ansetzen. Von Einfluss ist besonders der Rollendurchmesser. Durchschneidet man ein ausgelaufenes Seil, so findet man dessen Kern vollständig zu Mehl zerrieben, eine Folge des fortwährenden scharfen Biegens verbunden mit Einklemmen in die keilförmige Rinne. Das Schleissen der Seile muss sorgfältig ausgeführt werden, sie sollten etwa drei Meter in einander genommen werden und sollte die Schleisstelle vollständig eben und rund sein.

Vorstehende Unebenheiten und Verdickungen geben Anlass zu Fransen und versetzen das Seil ins Schwingen.

Bei Anlage eines neuen Triebes darf man nicht vergessen, dass durch die Seilspannungen die Wellen ganz bedeutend auf Biegung beansprucht werden. Für das $165 \frac{m}{m}$ ($6 \frac{1}{2}''$) Umfang-Seil ist der seitliche Zug 375 kilogr. Das Wellenstück, auf dem die Scheibe sitzt, muss also besonders stark sein. Das Lager sollte möglichst nahe an der Scheibe sein; am Besten ist es, auf jeder Seite ein Lager anzubringen und die Schaalnen lang zu machen. Drei- bis viermal die Zapfendicke zur Schaalnlänge ist nicht zu viel.

Bei Construction der Lager für die Schwungradrolle muss besonders hierauf Rücksicht genommen werden, denn hier entsteht ein ganz bedeutender seitlicher Zug. Für 25 Seile ist der selbe über 9000 kilogr.

Die Seilscheiben werden von Gusseisen gemacht, die Arme erhalten kreuzförmigen Querschnitt und sind nach den Regeln für Zahnräder construirt. Scheiben, die auf vorhandene Wellenleitungen kommen, giesst man meistens aus zwei Theilen. Sind dieselben von grossem Durchmesser, von $6-8 \frac{m}{m}$, so werden sie aus Segmenten zusammengeschraubt, wie gewöhnliche Schwungräder.

Die Scheiben können auf verschiedene Weise hergestellt werden. Der äussere Ring für die Rinnen muss natürlich immer in Lehm geformt, doch kann derselbe auf verschiedene Weise hergestellt werden. Nach der einen Methode wird derselbe mittelst Schablone aus dem Lehm gestrichen. Auf gleiche Weise das Mittelstück und für die Arme wird eine im Querschnitt rechteckige Kernbüchse gemacht. Bei grösseren Scheiben werden jedoch die Formen bedeutend gross und schwer zu hand-

haben. Zudem erfordert dies sehr weite Trockenstuben und viel Zeit zum Trocknen.

Am billigsten und schnellsten lassen sie sich folgendermassen formen: Zur Bildung des äussern Ringes wird eine Kernbüchse gemacht, die den Querschnitt einer Rinne zeigt und etwa 30 - 40 % des Scheibenfanges repräsentirt. Mittelst dieser Kernbüchse fertigt ein Lehrjunge die nötige Anzahl Lehmkerne, die leicht gehandhabt werden können und schnell trocknen. Der äussere Ring wird nun aus diesen Kernen aufgebaut, wobei natürlich die Fugen versetzt werden. Der mittlere Theil kann ganz gut aus dem Sande gestrichen werden und für die Arme ist eine Kernbüchse zu machen. Fig. (13) repräsentirt diese Methode. Wegen Gussnäthen hat man jedoch hiebei in den Rinnen fürs Abdrehen etwas mehr zuzugeben.

Der Hanfseiltrieb findet sich schon in zahlreichen Ausführungen in Spinnereien, Webereien, Tuchcalender, Mühlen, Sägereien, Maschinenfabriken. In Ostindien sind eine Anzahl grosse Jute-Spinn- und Webereien vollständig mit Seiltrieb eingerichtet. In einer der grössten derselben werden über 1000 Pferde durch 25 Hanfseile übertragen. In diesem Falle ist die Anordnung wie in Fig. (3) dargestellt.

In Schottland finden sich ferner eine Menge Ausführungen, die meisten jedoch in Dundee.

Dundee, das Manchester Schottlands, Hauptsitz der Sack- und Packtuchindustrie aus Jute (Pflanzenfasern, importiert aus Ostindien), besitzt etwa hundert Spinn- und Webereien, von denen eine Anzahl sehr ausgedehnt sind. Das grösste Geschäft hier, Mr. Cox Brothers & Comp. beschäftigt gegen 5000 Angestellte, ein anderes beschäftigt 4000, eine Anzahl 1000 bis 2000 Angestellte.

Mehrere dieser Fabriken sind speciell für Hanfseiltrieb eingerichtet, während in beinahe allen andern Seile in grösserem oder kleinerem Maßstabe angewendet werden.

Die Mehrzahl hiesiger Fabriken zeigt Rädertrieb bei Erweiterungen, Abänderungen und Erneuerungen jedoch wird meistens zu Seiltrieb gegriffen.

Aus vielseitigen Erkundigungen zu schliessen, scheinen hiesige Spinner grosse Vorliebe für Seiltrieb zu haben.

Der Seiltrieb bietet, verglichen mit Rädertrieb, bedeutende Vortheile.

Die Anlagekosten fallen für Seiltrieb geringer aus als für Rädertrieb.

Rädertrieb erfordert kostspielige Fundamente und dicke Mauerstärken, die für Seiltrieb überflüssig werden. Die schweren Supports, zahlreichen Lager, Bolzen etc., die eine stehende Welle benötigen, fallen hier vollständig weg.

Seiltrieb ist viel sanfter und ruhiger und bietet wie Riementrieb gerade die nötige Elasticität, die zur Vermeidung von Brüchen und demnach Betriebsstörung erforderlich ist. Letztere ist überhaupt ganz unmöglich, denn das Einnehmen oder Erneuern der Seile kann in einigen Stunden bewerkstelligt werden. Seiltrieb hat den speciellen Vortheil, dass die Kraft auf eine Anzahl Seile vertheilt ist. Bricht ein Seil (was nicht geschieht ohne vorherige Anzeichen der Schwäche), so lässt sich mit dem übrigen ruhig weiter arbeiten bis Abends, wann alsdann das Seil erneuert werden kann. Gewöhnlich aber legt man von Anfang an ein oder zwei Seile mehr auf, als absolut notwendig ist und niemals wendet man weniger als drei Seile an. Dieser Punkt fällt sehr in Betracht für Fabriken, die weit entfernt von Maschinenfabriken stehen und wo alsdann ein Radbruch lange Betriebsstörung verursacht.

Bezüglich Anlagekosten ist Seiltrieb ebenfalls billiger als Lederriementrieb. Seilscheiben kosten allerdings mehr als Riemenscheiben; auf der andern Seite aber sind Seile fünfmal billiger als Lederriemen.

Die Figuren 1 bis 9 stellen einige Beispiele von Seiltrieben dar (s. die Taf. in voriger Nummer).

Fig. 1. Die grosse Scheibe sitzt auf der Kurbelwelle und treibt die Spinnereitransmission.

Fig. 2. Die grosse Scheibe sitzt auf der Kurbelwelle. Getrieben sind die Spinnereiwellen. Hier ist der Rollenstand zu gross, die Seile schwingen seitwärts.

Fig. 3 zeigt eine complete Seiltriebeinrichtung für Sheddau. Die grosse Scheibe sitzt auf der Kurbelwelle.

Fig. 4. Spinnereitrieb.

Fig. 5.

Fig. 6. Die grosse Scheibe sitzt auf der Kurbelwelle und treibt Transmission für schwere Tuchcalender.

Fig. 7. Spinnereitrieb.

Fig. 8. Die kleine Scheibe treibt die Transmission für Tuchcalender und Pressen.

Fig. 9. Spinnereitrieb.

Fig. 10. Treibt schwere Leinwandmangle.

* * *

ETAT DES TRAVAUX DU GRAND TUNNEL DU GOTTHARD au 30 Juin 1877.

La distance entre la tête du tunnel à Gœschenen et la tête du tunnel de direction à Airolo est de 14920 mètres. Ce chiffre comprend donc aussi, pour 145 mètres, le tunnel de direction. La partie courbe du tunnel définitif du côté d'Airolo, de 125 mètres de longueur, ne figure pas sur ce tableau.

Désignation des éléments de comparaison	Embouchure Nord — Goeschenen			Embouchure Sud — Airolo			Total fin juin	Etat correspondant au programme fixé le 23/25 sept. 1875	Différences en plus ou en moins
	Etat à la fin du mois précédent	Progrès mensuel	Etat fin juin	Etat à la fin du mois précédent	Progrès mensuel	Etat fin juin			
Galerie de direction	longueur effective, mètr. cour.	4314,0	129,0	4443,0	4091,2	89,1	4180,3	8623,3	8954,0 — 30,7
Elargissement en calotte,	longueur moyenne, , , ,	3174,9	139,6	3314,5	3000,0	148,0	3148,0	6462,5	6520,0 — 57,5
Cunette du strosse,	" " " "	2506,3	64,8	2631,1	2136,0	94,0	2230,0	4861,1	6468,0 — 1606,9
Strosse	" " " "	1965,0	83,6	2048,6	1590,0	135,0	1725,0	3773,6	5076,0 — 1302,4
Excavation complète	" " " "	1593,0	130,0	1723,0	1207,0	75,0	1282,0	3005,0	— —
Maçonnerie de voûte,	" " " "	1699,0	113,0	1812,0	2115,9	127,1	2243,0	4055,0	5580,1 — 1525,1
du piédroit Est,	" " " "	1685,8	153,2	1839,0	1097,6	88,7	1186,3	3025,3	—
du piédroit Ouest,	" " " "	1537,0	2,8	1539,8	1805,5	145,6	1951,1	3490,9	5060,0 — 1802,4
du radier	" " " "	—	2,8	2,8	—	—	—	2,8	— —
de l'aqueduc	" " " "	1534,0	257,0	1791,0	1848,0	81,0	1929,0	3720,0	— —
Tunnel complètement achevé	" " " "	1534,0	5,8	1539,8	917,5	61,9	979,4	2519,2	4580,0 — 2014,5

* * *