

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 23/24 (1894)
Heft: 15

Artikel: Gefährliche Riemenscheiben
Autor: Escher, Rudolf
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-18730>

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: 12.02.2026

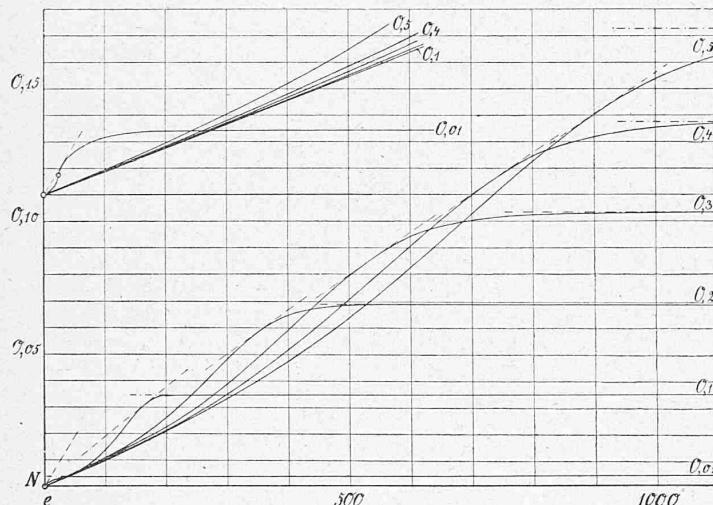
ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

nisse der Rechnung sind durch die Kurven $N = f(e)$ in Fig. 4 dargestellt, und es ist auch der Teil in der Nähe des Nullpunktes in der oberen Nebenfigur im zehnfachen Massstabe wiederholt. Die Darstellung schliesst sich auch sonst der in Fig. 2 befolgten im wesentlichen an.

Figur 4 zeigt nun, dass die Kurven $N = f(e)$ beim flachen Kanal für grössere Tauchtiefen wesentlich gleichartig verlaufen, wie beim steilen, nur mit dem Unterschiede, dass hier die Wendetangente nicht vertikal steht, sondern geneigt bleibt. Die Tangenten vom Nullpunkt des Koordinatensystems an die oberen Teile der Kurven, die dem günstigsten Werte des Quotienten N/e entsprechen, werden auch hier um so steiler, je tiefer die Kurve liegt. Namentlich rasch nimmt die Steilheit dieser Tangente zu, wenn die Räder nur so wenig tauchen, dass sich ein Sprung bildet, siehe die Nebenfigur.

Fasst man dieses Ergebnis mit dem für den steileren Kanal gefundenen zusammen, so wird man den Schluss ziehen müssen, die Tauchtiefe einer Reihe von Rädern sei

Fig. 4.



stets so zu wählen, dass sich bei einem einzelnen Rade ein Stau oberhalb mit einem Bidone'schen Wassersprung ergeben würde. Ist aber diese Bedingung erfüllt, so ist die besondere Annahme über die Grösse der Tauchtiefe auf die Ausnutzung der Längeneinheit des Kanals von untergeordnetem Einflusse, insofern der Abstand der Räder im richtigen Verhältnis zur Tauchtiefe gewählt wird. Für eine wirkliche Anwendung müssten zusammenpassende Werte allerdings ausprobiert werden, da die Gleichungen zu ihrer Berechnung nicht genügend genau sind. Natürlich ist es aber nicht ausgeschlossen, dass sich dabei gelegentlich Zahlenwerte ergeben können, die praktisch unausführbar sind.

Zum Schlusse soll noch die Frage kurz erörtert werden, was man bei einer solchen Reihe von unterschlächtigen Rädern als die *disponible Arbeitsleistung* anzusehen hat. Es ist selbstverständlich, dass das hier nicht die angehäufte Arbeit des vor dem ersten Rade ankommenen Wassers sein kann. Denn wenn man die Anzahl der Räder nur genügend vergrössert denkt, so gewinne man schliesslich im ganzen eine Arbeitsleistung, die beliebig grösser gemacht werden könnte, als jene disponibile. Man muss vielmehr jedes einzelne Rad für sich betrachten und bei der Bestimmung der disponibeln Arbeitsleistung den gleichen Weg einschlagen, wie bei den übrigen hydraulischen Motoren. Dort steht das Wasser am Ende des Obergrabens mit einer Geschwindigkeit w_1 zur Verfügung. Dann sinkt es um das von Spiegel zu Spiegel zu messende „Radgefälle“ H durch den Motor hinunter und strömt am Anfang des Untergrabens mit einer Geschwindigkeit w_2 ab. Ist dann Q das in jeder Sekunde durchströmende Wasservolumen in Kubikmetern, γ sein spezifisches Gewicht, so

wird die disponibile Arbeitsleistung in Sekundenmeterkilogrammen:

$$L_m = Q \gamma \left(\frac{w_1^2}{2g} + H - \frac{w_2^2}{2g} \right). \quad (7)$$

Bei den gewöhnlichen hydraulischen Motoren sind nun die beiden Geschwindigkeiten w_1 und w_2 an und für sich verhältnismässig ziemlich klein und außerdem unter sich sehr wenig verschieden. Und da sie in Glchg. (7) in einer Differenz auftreten, so kann man sie unbedenklich ganz vernachlässigen. Das giebt den gebräuchlichen Ausdruck für die disponibile Arbeitsleistung:

$$L_m = Q H \gamma. \quad (8)$$

Hat man dagegen eine Reihe unterschlächtiger Wasserräder, so steht für jedes einzelne ein Stück der Kanallänge zur Verfügung gleich dem gegenseitigen Abstande der Räder. Am Anfange und Ende eines solchen Stückes hat das Wasser je die gleiche Geschwindigkeit. Man muss daher in Glchg. (7) genau $w_1 = w_2$ setzen und erhält so für die disponibile Arbeitsleistung auch Glchg. (8). H ist dabei das *Sohlen- oder Spiegelgefälle auf einer Strecke gleich dem Abstande der Räder*. Und da, wie früher nachgewiesen worden ist, bei richtiger Anordnung der Räder der Quotient $\max(N/e)$ von der Tauchtiefe ziemlich unabhängig ist, so wird man stets für Q die *ganze* durch den Kanal fliessende Wassermenge einsetzen müssen. Allerdings sind so die Widerstände des Wassers bei seiner Bewegung im Kanal zwischen den Rädern diesen selbst in Anrechnung gebracht. Da man diese Widerstände aber nur durch umständlichere Rechnungen und doch nicht genau berücksichtigen könnte, so ist es am einfachsten, Glchg. (8) beizubehalten. Besitzt der Kanal kein konstantes, relatives Gefälle, so bewegt sich das freie Wasser ungleichförmig. Dann sind die Geschwindigkeiten w_1 und w_2 in den beiden Grenzquerschnitten im allgemeinen verschieden und die disponibile Arbeitsleistung muss nach Glchg. (7) berechnet werden.

Auf ein einzelnes unterschlächtiges Rad lässt sich diese Bestimmung der disponiblen Arbeitsleistung nicht anwenden, da sich der durch das Rad hervorgerufene Stau nach einer Seite hin ins Unendliche erstreckt. Nach Glchg. (7) zu rechnen ist aber auch nicht gut möglich. Dabei müsste man die Gleichung der Staukurve mit benutzen, und diese ist nicht genügend genau bekannt. Außerdem ist es aber auch nicht nötig, dem Wasser für ein folgendes Rad noch eine gewisse Geschwindigkeit zu lassen. Man wird also verlangen dürfen und müssen, dass w_2 möglichst klein werden soll, also womöglich Null. Und da bei einem Flotschrafe dann kein eigentliches Gefälle verfügbar, also $H = 0$ ist, so bleibt für L_m nur das erste Glied in Glchg. (7) übrig. Das ist dann aber die angehäufte Arbeit des freien Wassers, und man kommt auf die gebräuchliche Bestimmung der disponiblen Arbeitsleistung solcher Räder.

Zürich, Mai 1894.

Gefährliche Riemenscheiben.

Von Rudolf Escher, Professor am eidg. Polytechnikum zu Zürich.

In einer elektrischen Centralstation flogen vor einiger Zeit die vier auf der horizontalen Turbinenwelle sitzenden Antriebscheiben für die Dynamomaschinen gleichzeitig aus einander, zum Glück, ohne dass das Wartpersonal irgend welchen Schaden nahm. Auch in Bezug auf den Materialschaden lief der Unfall sehr glimpflich ab; einige Löcher im Fussboden und in der Gipsdecke allein legten Zeugnis ab von der Wucht der fortgeschleuderten Bruchstücke.

Bei dem günstigen Verlaufe erregte der Unfall kein weiteres Aufsehen und die Kenntnis davon blieb auf die direkt beteiligten Kreise beschränkt. Wenn ich die Sache nun doch noch unter Wahrung der nötigen Diskretion an die grosse Glocke hänge, so verfolge ich damit den Zweck, den Fachgenossen an diesem Beispiel eine Gefahr nachzuweisen, an die man gewöhnlich gar nicht denkt. Der Fehler, der in vorliegendem Falle als Ursache wirkte, wird sehr

häufig gemacht, und hat auch wohl schon ähnliche Folgen gehabt. So muss meines Wissens ein Unfall, der in einer unserer grössten elektrischen Fabriken vor einigen Jahren begegnete und einem der Anwesenden ernstliche Beschädigungen zuzog, auf dieselbe Ursache zurückgeführt werden. Da die Neuzeit für die Zwecke der Elektrotechnik starke und schnellgehende Riementriebe in grosser Ausdehnung anwendet, ist die Sache von einer gewissen Bedeutung.

Fig. 1 zeigt die Seitenansicht der Riemenscheiben, Fig. 2 den Kranzquerschnitt. Die Scheiben waren gesprengt und zwar, wie aus Fig. 1 zu ersehen, derart, dass die Trennungsebene mitten zwischen den Armen hindurchgeht. Am Kranz war nur eine einzige Sprungstelle, an die Lauffläche anstossend, vorhanden. Der Zwischenraum zwischen den Flanschen war mit Holzbeilagen ausgefüllt. Die Flanschen sind, wie die Skizze zeigt, überaus kräftig gehalten.

Bei sämtlichen Scheiben waren die die Verbindungsflanschen tragenden Kranzteile bei AA herausgebrochen. Vorgekommene weitergehende Zerstörungen sind ohne Zweifel sekundärer Natur und haben für uns kein weiteres Interesse. Die Bruchflächen zeigten überall ein gesundes, frisches Aussehen.

Die Welle macht normal 200 Umdrehungen pro Minute. Einige Tage vor dem Unfall wurde die Turbine versuchsweise ohne Belastung in Gang gesetzt. Da die Leerlaufgeschwindigkeit einer Turbine ungefähr gleich der doppelten normalen Geschwindigkeit ist, kann die grösste Geschwindigkeit nicht viel über 400

Umdrehungen betragen haben. In der That wurde bei genannten Versuchen eine grösste Umlaufzahl von 425 beobachtet.

Die auf der Hand liegende Erklärung des Unfalls ist nun die, dass die Centrifugalkraft der Flanschen den Kranz bis zum Bruch auf Biegung in Anspruch nahm. Erfolgte der Bruch bei einer Umlaufzahl von 425, so wäre, da die Centrifugalkraft mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, die Sicherheit für normalen Gang nur eine $(425:200)^2 = 4,5$ fache gewesen. Das wäre für Gusseisen unheimlich wenig.

Dass der Bruch nicht unmittelbar bei den Leerlaufversuchen, sondern erst einige Zeit nachher beim normalen Betriebe eintrat, erklärt sich daraus, dass der Kranz keinen starren Körper bildet. Der Bruch musste an der gezogenen Faser, also innen am Wulst des Kranzes seinen Anfang nehmen und breite sich von dort aus erst nach und nach über den Kranz aus. Dies wird durch folgende Beobachtung bestätigt. Mit einer Reservescheibe von demselben Modelle wurde der Betrieb in beschränktem Umfange weiter geführt. Dabei kam es aus hier nicht näher anzugebenden Gründen eines Tages vor, dass die Turbine vorübergehend durchging, also annähernd die Leerlaufgeschwindigkeit annahm. Am folgenden Morgen, nachdem die Anlage die ganze Nacht hindurch in Betrieb gewesen war, fanden sich

an der Reservescheibe an den Punkten AA entsprechenden Stellen zwei Risse; der eine lief in einer Länge von etwa 20 cm über die Mitte des Kranzes, der andere zeigte sich an der diametral gegenüberliegenden Stelle an der Innenseite des Wulstes. Der Eintritt der vollständigen Zerstörung wäre nur eine Frage der Zeit gewesen. Man kam ihm zuvor, indem man an den bedrohten Punkten Eisenblechplatten innen an den Kranz schraubte und radiale Flacheisenstäbe in die Schrauben der Flanschen an Kranz und Nabe einzog.

Versucht man, die Frage auf rechnerischem Wege zu verfolgen, so muss man sich vom Einfluss der Verschraubung Rechenschaft zu geben suchen. Wäre der Kranz mit zwei Sprengstellen versehen gewesen, wie in Fig. 3 skizziert, so könnte man die Steifigkeit der Verschraubung anstandslos jener des Kranzes gleich setzen. So kommt aber die Nachgiebigkeit der Holzbeilagen ins Spiel und damit hat die Möglichkeit, genauer zu rechnen, ein Ende erreicht. Man könnte sogar sagen, durch die Nachgiebigkeit des Holzes sei die Möglichkeit gegeben gewesen, dass beim Anziehen der Schrauben bereits Biegungsspannungen im Kranze hervorgerufen wurden. Gross können sie indessen nicht gewesen sein, weil sie sich durch entsprechende Deformationen alsbald bemerkbar machen müssen; die Scheiben hätten beim Laufen geschlagen. Setzen wir die Steifigkeit der Verschraubung das eine Mal gleich Null und das andere Mal gleich jener des Kranzes, so werden wir die Wahrheit in die Mitte bekommen.

Die Steifigkeit der Verschraubung sei gleich Null. Wir können die Hälfte des Kranzstückes AA als einseitig eingemauerten Balken betrachten, der am freien Ende durch die Centrifugalkraft der Flanche und über die ganze Länge durch die gleichmässig verteilte Centrifugalkraft des Kranzstückes belastet ist.

Es beträgt das Gewicht einer Flansche, die vier Muttern eingerechnet,

$$G = 9,6 \text{ kg};$$

der Abstand des Schwerpunktes von der Achse

$$r = 0,85 \text{ m}$$

und daher für 200 Umdrehungen in der Minute die Centrifugalkraft

$$C_f = 365 \text{ kg}.$$

Für das Kranzstück von 35 cm Länge sind die entsprechenden Grössen

$$G = 18,6 \text{ kg}$$

$$r = 0,888 \text{ m}$$

$$C_k = 737 \text{ kg}.$$

Es findet sich daher das Biegunsmoment im gefährlichen Querschnitt

$$\text{von der Flansche } C_f \cdot 32,5 = 11850 \text{ cmkg}$$

$$\text{vom Kranz } C_k \cdot 17,5 = 12900 \text{ "}$$

$$\text{zusammen } M = 24750 \text{ cmkg}.$$

Das Widerstandsmoment des Kranzquerschnittes ist

$$W = 24$$

und daraus findet sich die grösste Biegungsspannung

$$\sigma = \frac{M}{W} = 1030 \text{ kg pro cm}^2.$$

Nehmen wir zweitens an, die Steifigkeit der Verschraubung sei gleich jener des Kranzes, so hätten wir das Kranzstück AA als beidseitig eingemauerten Balken aufzufassen, der durch die in der Mitte konzentrierte Last $2 \cdot C_f$ und gleichzeitig durch die gleichförmig verteilte Last $2 \cdot C_k$ in Anspruch genommen ist.

Wir erhalten die Biegunsmomente:

von den Flanschen

$$\frac{Pl}{8} = \frac{2 \cdot 365 \cdot 70}{8} = 6390 \text{ cmkg};$$

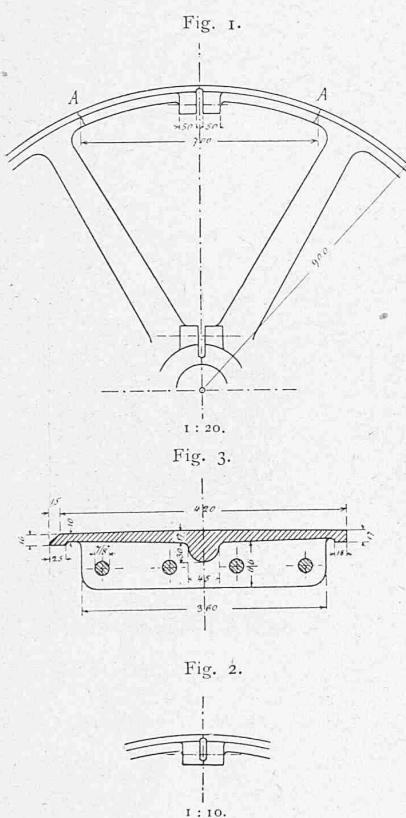
vom Kranz

$$\frac{Pl}{12} = \frac{2 \cdot 737 \cdot 70}{12} = 8590 \text{ "}$$

$$\text{zusammen } M = 14980 \text{ cmkg};$$

und schliesslich die grösste Biegungsspannung:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{14980}{24} = 621 \text{ kg pro cm}^2.$$



Für den Leergang von 425 Umdrehungen würden die Spannungen 4,5 mal so gross ausfallen, also
im ersten Falle $\sigma = 4635 \text{ kg pro cm}^2$;
im zweiten „ $\sigma = 2795 \text{ kg pro cm}^2$.

Man sieht, dass man also schon bei der günstigeren Berechnung hart an die Bruchspannung, die bei zähem Guss-eisen 3000 kg pro cm^2 beträgt, heranreicht.

Die obige Rechnung ist, wie jedermann weiss, keineswegs einwandfrei; immerhin beweist sie, dass man nicht nötig hat, nach andern Ursachen zu suchen.

Das Beispiel zeigt, in welche Gefahren man gelegentlich kommen kann, wenn man aus dem Handgelenk konstruiert; bei den grösseren Geschwindigkeiten, wie sie unsere schnelllebige Zeit verlangt, muss man mehr rechnen, als gewöhnlich geschieht.

Im vorliegenden Falle wäre die richtigste konstruktive Lösung die gewesen, die Trennungsebene in die Arme zu verlegen.

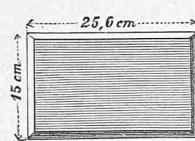
Quaderverblendung mit Verzahnung.

Wir haben bereits (Bd. XXIII S. 100) Veranlassung genommen, auf die Beplattung ganzer Fassaden durch Kunstsandstein und die Vorzüge einer derartigen Bekleidung für gewisse Bauten hinzuweisen. In gleichem Masse verdient eine Neuerung die Beachtung der Fachkreise, welche, von der Gewerkschaft Grube Theresia in Hermülheim ausgehend, darin besteht, den in den kleinen Abmessungen des Normalziegelformats gehaltenen Verblendstein durch Quaderverblendsteine zu ersetzen. Naturgemäß ergeben Rohbauflächen, welche mit einem grösseren Steinformat ausgeführt werden,

eine ruhigere und monumentalere Wirkung der Bauten, so dass durch die Erfindung der Quaderverblendung der Verblendsteintechnik ein weites Feld bei monumentalen Bauten eröffnet wird, wie sie auch den Architekten in den Stand setzt, ohne grosse Kosten die Wirkung einer Naturfassade zu erreichen.

Die Quaderverblendsteine werden in verschiedenen Nuancen, in gelber, roter und in einer grau-gelblichen, dem Tuffstein ähnlichen Farbe angefertigt.

Fig. 1.



Quaderstein.

Fig. 3.

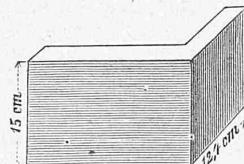
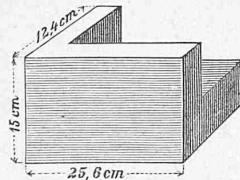


Fig. 2



Ecksteine.

Fig. 1 zeigt die Ansicht des Verblend-Quadersteins, während Fig. 2 und 3 Ecksteine veranschaulichen. In den Fig. 4, 5, 6 und 7 werden die Schnitte der verschiedenen Modelle dargestellt. Es werden nämlich bis jetzt vier verschiedene Modelle angefertigt, zwei Gruppen (Fig. 4 und 6), bei

Fig. 4.

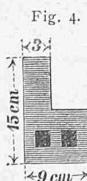


Fig. 5.

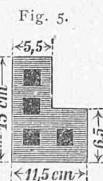


Fig. 6.

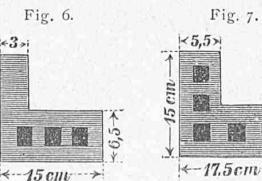
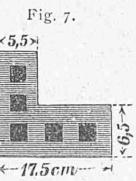


Fig. 7.



welchen die Verblendfläche 3 cm und zwei (Fig. 5 und 7), bei welchen dieselbe 5,5 cm stark ist. Zwei Gruppen (Fig. 4 und 5) binden 6 cm = $\frac{1}{4}$ Stein und zwei (Fig. 6 und 7) 12 cm = $\frac{1}{2}$ Stein in die Hintermauerung ein. Die Abmessungen der Verblendflächen wurden, dem Normalformat entsprechend, mit 25,6 . 15,0 (Fig. 1-3) gewählt. Es wurden nur 4 mm Fugen angenommen und die Steine an

den Seiten abgefast, um Beschädigungen beim Transport und Vermauern zu vermeiden.

Die Ecksteine werden in gleicher Weise hergestellt, ebenso die Profile in zwei oder mehr Schichtenhöhe, sodass Thür und Fenstereinfassungen und Bögen den Abmessungen der Quadern entsprechend geformt werden. Behufs Herstellung von Füllungen, Masswerk etc. wurde ein eigenes Bildhauer-Atelier errichtet.

Die Verblendung mit solchen Quadern erfordert an Material nur je einen Stein für vier Köpfe des üblichen Normal-Verblendermassen, sie bildet mit der Hintermauerung ein Ganzes und kann daher in ihrer vollen Stärke als tragfähiges Mauerwerk bezeichnet werden, wogegen die Riemchenverblendung in der Regel statisch nicht berücksichtigt werden darf. Wo z. B. Mauern von zwei Stein Stärke für die Last berechnet würden, ergibt die Quaderverblendung effektiv nur zwei Steine = 52 cm, während die Riemchenverblendung $2\frac{1}{4}$ Stein = 59 cm ergiebt, mithin wird voll ein Achtel des ganzen kubischen Inhalts einer Verblendfassade erspart und Raum gewonnen.

Die Arbeit mit diesen Quadern erscheint auch viel leichter als mit $\frac{1}{4}$ und $\frac{1}{2}$ Normalverblendsteinen. Nachdem eine Lage der Quadern nach der Schnur gesetzt ist, was infolge der grossen Lagerfläche leicht von statthen geht, können, ohne abzurichten, zwei Hintermauerungsschichten dahinter gelegt werden, wodurch ebenfalls viel erspart wird. Fig. 8 und 9 zeigen die Quaderverblendung

Fig. 8.

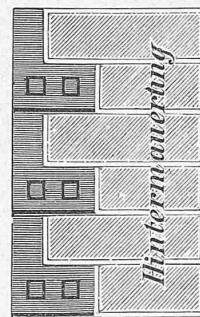
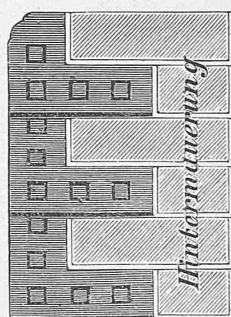


Fig. 9.



in Verbindung mit der Hintermauerung. Bei den engen Fugen und der Abfasung kann ferner sofort mit vollen Fugen gemauert werden, somit fällt auch das kostspielige Ausfugen der Verblendsteinfassaden weg.

Die Produzentin dieser Verblendsteine schreibt denselben folgende Vorteile zu: 1. sei die Wirkung eine ganz eigenartige, dem Naturhausteine ähnliche; 2. werden die Mauerstärken um 10 bis 20% geringer, woraus 3. die Ersparnis eines gleichen Prozentsatzes an Mauermaterial und Arbeitslohn und 4. auf den laufenden Meter Verblendmauerwerk sich eine Vergrösserung der nutzbaren Grundfläche um 0,06 m ergebe; 5. das nachträgliche kostspielige Ausfugen falle fort; 6. die Verblendung füge sich der Hintermauerung ohne Zwang an, es werde mit dieser gleichzeitig hochgeführt und erleichtere das Vermauern derselben.

Bei den grossen Ersparnissen an Maurer-Arbeitslohn und Material, sowie an Raum, stelle sich ferner die Quaderverblendung fertig vorteilhafter als die Normalverblendung. Diese Punkte bieten namentlich den Bauunternehmern specielle Vorteile, während die bessere Wirkung und Solidität der Quader, sowie der Gewinn an Raum die Bauherren für Anwendung dieser Verblendung gewinnen dürfte. Die Quaderverblendung in Tuff- und Sandsteinimitation kostet die Hälfte der Verblendung in Naturstein. Für kleinere Bauten empfiehlt sich die Verwendung von Quaderverblendung vor allem für den Sockel und das Erdgeschoss und aufsteigend als Ecken und Einfassung mit Füllung in Normalverblendung. Als sehr wirkungsvoll empfehlen sich ferner Sockel von Quadern und für das aufsteigende Mauerwerk durchlaufende Streifen von zwei Schicht hohen Quadern nach je drei oder fünf Schichten Normal-Verblendern,