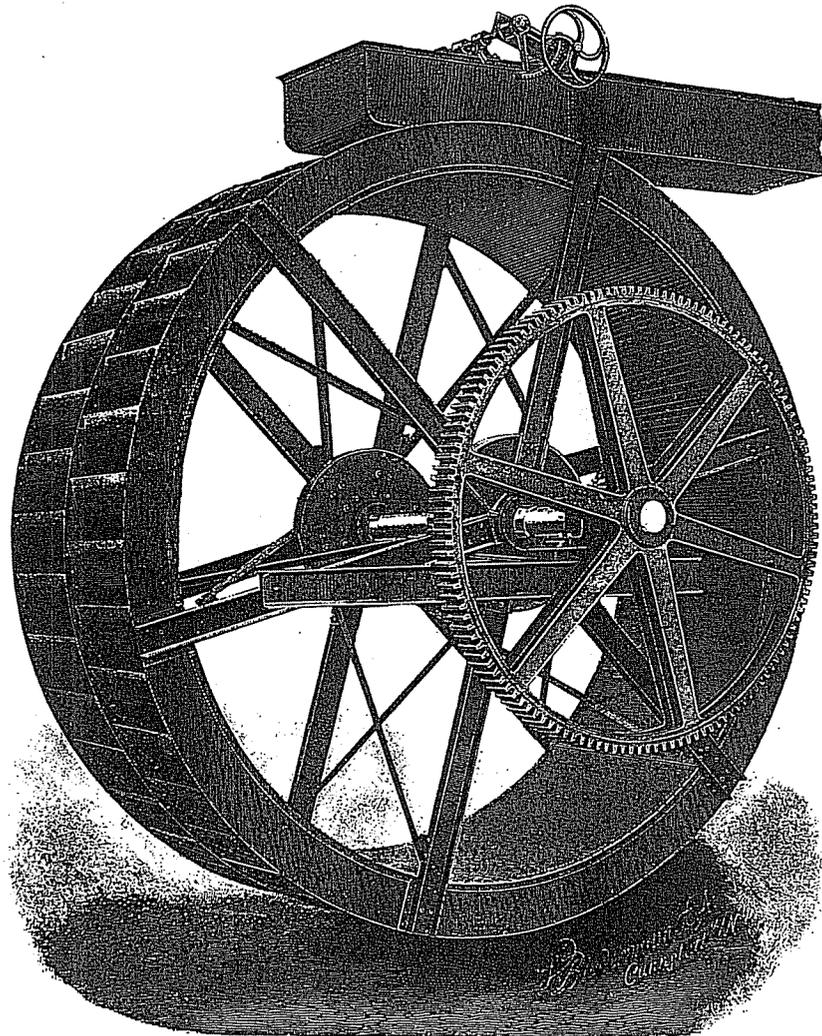


2-26-0  
III-H. 20  
Lm

Obereflächiges Wasserrad mit Zungen-Regulireinlauf

5,20 m Durchmesser, 1,60 m Breite.



Ausgeführt von M. Müller in Cannstatt.

DIE  
EISERNEN WASSERRÄDER

BERECHNUNG, KONSTRUKTION UND BESTIMMUNG IHRES WIRKUNGSGRADES

MIT ZAHLREICHEN BEISPIELEN AUS DER PRAXIS  
ÜBERSICHTEN DER GRÖSSENVERHÄLTNISSE UND GEWICHTE SOWIE MITTEILUNGEN  
ÜBER LEISTUNGSVERSUCHE

FÜR  
INGENIEURE, WASSERBAUTECHNIKER UND WASSERWERKSBSITZER

VON  
**WILHELM MÜLLER**  
MASCHINENFABRIKANT, M. D. V. D. I.

MIT EINEM ATLAS VON 33 TAFELN: PLÄNE AUSGEFÜHRTER WASSERRÄDER

ERSTER TEIL  
**DIE ZELLENRÄDER**

MIT ZAHLREICHEN TABELLEN UND ÄBBILDUNGEN IM TEXT



LEIPZIG  
VERLAG VON VEIT & COMP.  
1899

## VORWORT.

Bei Abfassung dieses Werkes hatte ich hauptsächlich das Bedürfnis des praktischen Maschinenbauers im Auge, denn obgleich in jüngster Zeit verschiedene gediegene Veröffentlichungen über „Wasserräder“ zu verzeichnen sind, so bleibt doch immer ein weiter Abstand zwischen Theorie und Praxis bestehen.

Der Grundgedanke meiner Arbeit ist: Den Bau der neueren eisernen Wasserräder auf möglichst einfache Regeln zurückzuführen, durch Zeichnungen und Beschreibungen ausgeführter Anlagen die Richtigkeit der Berechnungen und durch Mitteilung der Resultate der Bremsversuche, welche an den Motoren angestellt wurden, den hohen Wirkungsgrad dieser Konstruktionen nachzuweisen.

Die Darstellung umfaßt alle Arten vertikaler Wasserräder und behandelt (unter Ausschluß veralteter Systeme und für die Praxis unausführbarer Rechenexempel) nur die bewährtesten Räderkonstruktionen; sie steht somit auf dem neuesten Standpunkt der Technik. Während der Text alles Wissenswerte zum Berechnen, Konstruieren und Veranschlagen von Wasserrädern in verschiedenen Abschnitten in gedrängter Kürze zusammenfaßt, enthalten die in einem besonderen Atlas beigegebenen 33 Tafeln Zeichnungen ausgeführter Wasserräder in einer Größe und Vollständigkeit, daß man daraus sowohl die Gesamtanordnung als auch die Einzelheiten deutlich erkennt.

In den Tabellen ist eine Anzahl Räder mit den wichtigsten Angaben über Größen- und Geschwindigkeitsverhältnisse, sowie über die Gewichte der einzelnen Teile übersichtlich zusammengestellt. Die im Anschluß an die Beispiele gegebenen Berichte über Bremsuntersuchungen, welche durch unparteiische Sachverständige an den Motoren vorgenommen wurden, mögen dem ausführenden Ingenieur besonders erwünscht sein und ihm ein wertvolles Material bieten in Bezug auf die beim Bau neuer Wasserräder zu übernehmende Leistungsgarantie.

Das Werk stellt gleichzeitig auch für den erfahrenen Techniker ein Hilfsmittel dar, dessen er sich bei vergleichender Kostenberechnung bedienen kann, da es neben der Frage der Ausführbarkeit auch die kaufmännische Seite der Entwürfe behandelt. Den Studierenden an technischen Lehranstalten wird es die Vorträge über Wasserräder in wünschenswerter Weise ergänzen.

Die gegebenen Konstruktionsgrundsätze beziehen sich auf die Berechnung und den Bau überschlächtiger und rückschlächtiger Räder mit und ohne

Ventilation der Zellen, hauptsächlich aber auf neuere Überfallwasserräder Konstruktion BRAUN, und solche des verbesserten Systems ZUPPINGER in der Bauart deutscher und französischer Werkstätten, mit langen evolventenförmig gekrümmten Schaufeln, welche in den letzten fünfundzwanzig Jahren eine ausgedehnte Anwendung infolge praktischer Brauchbarkeit und hohen Nutzeffektes gefunden haben, sowie auch auf die verbesserten Einlauf- und Schützvorrichtungen der Wasserräder. Nicht zu umgehen war dabei ein Vergleich mit den Turbinen, deren Anwendungsgebiet, wie überhaupt bei allen Wassermotoren, ein begrenztes bleiben wird, solange die Frage der Regulierfähigkeit nicht endgültig gelöst ist.

Die Fachliteratur ist ausgiebig benutzt worden, wenn es auch für die Einzelheiten nicht immer besonders bemerkt ist. Gleichzeitig wurde den neuesten Erscheinungen auf dem Gebiete der hydraulischen Kraftmaschinen, soweit sie für die rationelle Praxis in Betracht kommen, Beachtung geschenkt; ebenso fanden einige Konstruktionen, welche in Bezug auf ihr Prinzip bemerkenswert sind, Berücksichtigung.

Das umfangreiche Material, welches dem Verfasser aus eigener Praxis zur Verfügung stand, und das durch Beiträge von Ingenieuren und aus Werkstätten, die im Bau dieser Motoren einen bewährten Ruf haben, ergänzt wurde, war für die Darstellung maßgebend; dem Techniker wird somit alles das geboten, was für ein auf Erfahrung gegründetes, überlegtes Vorgehen bei Ausführung neuer Motoren nötig ist.

In besonderem Maße ist Verfasser dem Direktor der Deutschen Mülerschule in Dippoldiswalde, Herrn Ingenieur EHEMANN, verpflichtet, dessen Ratschläge bei der Ausarbeitung des Werkes von erheblichem Nutzen waren.

Indem ich das Buch einer freundlichen Aufnahme empfehle, erfülle ich die Pflicht, meinem hochverehrten einstigen Lehrer, Herrn Professor TRICHMANN u. d. Kgl. Techn. Hochschule Stuttgart, auch öffentlich meinen Dank auszusprechen für die mannigfache Förderung, welche mir dieser hervorragende Fachmann aus Anlaß gemeinsamer Thätigkeit auf diesem Gebiete hat zu teil werden lassen. Ebenso gebührt den verehrten Geschäftsfirmen und Ingenieuren, die mich durch Beiträge unterstützten, meine Dankbarkeit.

Möge das günstige Urteil von Fachmännern, denen die Arbeit im Manuskript vorgelegen hat: „Das Werk werde guten Anklang finden und sich rasch in Schule und Praxis Eingang verschaffen“, Bestätigung finden.

Cannstatt, Herbst 1898.

### Der Verfasser.

## INHALT.

	Seite
<b>Einleitung.</b>	
Allgemeines über die hydraulischen Kraftmaschinen und die Grenzen ihrer Anwendung . . . . .	1
Wasserrad oder Turbine? . . . . .	4
Wirkungsweise der verschiedenen Konstruktionen vertikaler Wasserräder . . . . .	7
Tabelle über Größenverhältnisse und Wirkungsgrade der Wasserräder . . . . .	12
<b>Die Zellenräder.</b>	
<b>Erster Abschnitt.</b>	
<b>Die überschlächtigen Wasserräder.</b>	
Theoretische Bestimmung des Nutzeffektes überschlächtiger Wasserräder . . . . .	15
Konstruktionsgrundlagen der überschlächtigen Wasserräder: Durchmesser, Radbreite, radiale Tiefe, Zellenform, Umfangsgeschwindigkeit, Ventilation, Füllungsgrad . . . . .	20
Berechnen und Entwerfen überschlächtiger Wasserräder mit 3 Beispielen . . . . .	37
<b>Zweiter Abschnitt.</b>	
<b>Die überschlächtigen Wasserräder.</b>	
<b>Beispiele aus der Praxis.</b>	
Überschlächtiges Wasserrad zum Betrieb eines Sägewerks . . . . .	44
Kraftmessung mit Tabelle . . . . .	47
9 weitere Beispiele aus der Praxis . . . . .	50
Wasserrad der Quellwasserversorgung der Gemeinde Kohlstedten . . . . .	61
Wasserrad der Heuberg-Wasserversorgung auf württembergischem und badischem Gebiet . . . . .	62
Tabellen I, II und III, enthaltend 57 überschlächchtige Wasserräder in übersichtlicher Zusammenstellung für Gefälle von 2,5 bis 10 Meter . . . . .	72
<b>Dritter Abschnitt.</b>	
<b>Die Schützen.</b>	
Die Schützen, Doppelschütze und Reguliereinlauf . . . . .	78
<b>Vierter Abschnitt.</b>	
<b>Die rückschlächtigen Wasserräder.</b>	
Anwendung. Ausführung . . . . .	86
Vergleichende Kostenberechnung über ein rückschlächtiges Zellenrad mit Kropf . . . . .	88
Rückschlächtiges freihängendes Zellenrad . . . . .	89
Rückschlächtiges Schaufelrad der Pumpstation Ebingen . . . . .	90

## Fünfter Abschnitt.

Besondere Räderkonstruktionen.		Seite
Millot-Rad. Vertikales Wasserrad mit innerem Einlauf. Anwendung, Kritik, Tabelle		93
Mittelschlächtiges Wasserrad von Carl Pfister in München, D. R. P. Nr. 29199		98
Die im Deutschen Reiche unter Schutz gestellten Konstruktionen		103
GOSEBRINK: sich selbst regulierender Hebereinlauf		103
MASSON: Luftklappen behufs schneller Entleerung		104
BECHLER: Luftcylinder an Stelle der flachen Schaufeln		104
PARJE: kegelförmiges Wasserrad mit seitlich geneigtem Einfluß		105
BÜHLMANN: verstellbares Wasserrad		106
LEFORT: Wasserrad mit beweglichen Schaufeln		110
FIGGE: Wasserrad mit drehbaren Schaufeln		110
BERGEN: Vorrichtung Pansterzeug zum Ausheben des Rades		111
ZEIDLER: schwimmendes Wasserrad mit hohlen Schaufeln		111
SCHULZE und GORNITZKI: Wasserrad mit freibeweglichen Schaufeln		111
MÜLLER: Wasserrad mit geneigt liegender Achse		112
ZIPPINGER: Wassermotor mit horizontaler Achse		112
Schutzrechen		113
Rechen mit Reinigungsvorrichtung		114

## Sechster Abschnitt.

Allgemeine Konstruktion der Wasserräder.		Seite
Diagonalverbände		120
Radarme		122
Zellenwinkel		125
Rosetten		125
Radwellen		126
Berechnung der Radwelle für ein überschlächtiges Wasserrad		128
Berechnung der Radwelle für ein Überfall-Wasserrad		130
Wasserradlager		132
Pockholz als Lagermaterial		134
Ausführung der Triebwerksteile und Anforderungen des Betriebs		136
Normal-Tabelle über Wellen und Keile		141
Normal-Tabelle über Stellringe		142
Litteraturnachweis		143

## Einleitung.

## Allgemeines über die hydraulischen Kraftmaschinen und die Grenzen ihrer Anwendung.

Ein Wassermotor soll gut, zuverlässig und in seiner Unterhaltung billig sein, da die Fälle, wo Wasserkräfte im Überfluß vorhanden, äußerst selten sind und die zwingenden Konkurrenzverhältnisse mehr und mehr zur höchsten Produktionsfähigkeit bei rascher Amortisierung der Anlagewerte hindrängen.

Die Anschaffungs- und Betriebskosten der Dampfmaschinen sind, auch bei geringem Kohlenverbrauche, immer noch so hoch, daß eine Wasserkraft dagegen stets im Vorteil bleibt. Die Werksbesitzer haben sich deshalb wieder mehr der besseren Verwertung und Ausnützung ihrer Wasserkräfte zugewendet. Anstatt die seither eine geringe Nutzleistung abgebenden Wassermotoren zu belassen und die fehlende Kraft durch Hilfsdampfmaschinen zu gewinnen, korrigiert man heute die Zu- und Ablaufkanäle und ersetzt die alten Motoren durch neue zweckmäßige Konstruktionen.

Diese Gesichtspunkte kommen hauptsächlich für solche Anlagen in Betracht, welche ihre Produktion nach der verfügbaren Betriebskraft steigern oder vermindern können, wie z. B. Papierfabriken, Mühlen etc.

Den erhöhten Ansprüchen, welche an die Leistungsfähigkeit der hydraulischen Motoren heute gestellt werden, konnten naturgemäß die hölzernen Wasserräder nicht mehr genügen und bildet der Bau eiserner Wasserräder eine Spezialität, wie wir sie in ähnlicher Weise bei einer Reihe von Fabriken für Turbinen besitzen.

Nach der allgemeinen Gewerbestatistik vom 5. Juni 1882 beträgt die Gesamtzahl der Mühlenbetriebe im deutschen Reiche 58079. Es entfallen auf Betriebe mit:

Höchstens 2 Personen	3 und mehr Personen	Großbetriebe über 50 Personen
53,5 %	30,7 %	15,8 %

Im Mühlengewerbe lassen sich alle Zwischenstufen zwischen Groß- und Kleinbetrieb unterscheiden. Die Müllerei erweist sich immer noch vorherrschend als Kleingewerbe. In Preußen sind unter ca. 34956 Mühlen etwa die Hälfte Kleinbetriebe; ferner wurden als in Thätigkeit gezählt: in Bayern 9493, in Sachsen 3067, in Württemberg 2026 (wovon ca. 10% Großbetrieb); in Baden

1826, in Hessen 1266, im Reichsland 1093 Mühlenwerke. Die Mühlen besitzen den erheblichsten Teil aller Wasserkräfte.

Nach der Gewerbebezahlung von 1890 (die Resultate der jüngsten Zählungen sind noch nicht zugänglich) rechnet man in Deutschland 63000 Getreidemühlen, darunter etwa 2400 Dampfmühlen; letztere, sowie etwa 600 Mühlen mit besonders starken Wasserkraften, betreiben Handelsmüllerei.

Wir ersehen, daß bei der überwiegenden Anzahl der Kleinbetriebe die weitaus größte Zahl der Umtriebsmaschinen gewissen Bedingungen entsprechen muß, welche nicht zu umgehen sind, und wir stehen vor der Frage, welche von den heute am meisten angewendeten hydraulischen Kraftmaschinen hierzu am geeignetsten sind.

Ein Fabrikant von Turbinen wird dieselben für alle Wasserverhältnisse empfehlen, und umgekehrt werden die Wasserräder wieder allen Turbinen vorgezogen. Dem einen haben die Wasserräder nur Vorteile und die Turbinen alle erdenklichen Fehler, der andere erklärt die Turbinen für die vollkommensten Maschinen und verwirft die Anwendung von Wasserrädern unbedingt als ein veraltetes und überwundenes Prinzip. Einseitige Anpreisung eines Systems führt aber ebenso zu verfehlten Anlagen, als eine Nichtbeachtung der für gegebene Verhältnisse bereits anderwärts gemachten Erfahrungen.

Den gefeierten Namen des Maschinenbaues begegnet man in Verbindung mit der wissenschaftlichen Behandlung der Turbinenfrage, und daher mag auch zum großen Teil der gute Ruf herrühren, welcher sich überall für diese Motoren verbreitet hat.

Die meisten der für gute Wirkung der Wasserräder in Anwendung kommenden Konstruktionsregeln sind Erfahrungsergebnisse, stammen aus der Praxis und verbleiben daher einer Reihe von Werkstätten, welche sich ausschließlich mit dem Bau von Wasserrädern befassen. Diese Firmen haben nun für gewöhnlich keine Veranlassung, die Früchte jahrelanger, mühevoller Arbeit und bisweilen auch kostspieliger Erfahrung (wie man es nicht machen soll) preiszugeben, es findet sich bei diesen weder Zeit noch Gründe, Spezialkonstruktionen in Fachschriften zu veröffentlichen; überdies sind litterarisch-technische Arbeiten in finanzieller Beziehung weniger lohnend, als eine geschäftliche Verwertung der gesammelten Kenntnisse. Bisher haben auch die technischen Schulen viel zu wenig Fühlung mit den Fabriken genommen, und so kam es, daß das REDTENBACHERSche Werk über Wasserräder fast die einzige Grundlage bildete, auf welcher der Bau dieser Maschinen noch nach vier Jahrzehnten immer wieder gelehrt wurde. Doch hat sich auch hierin manches zum Vorteil geändert. (Siehe Litteraturverzeichnis.)

Ogleich die Turbinen erst in den letzten 25 Jahren eine größere Beachtung und allgemeinere Anwendung gefunden haben, so sind sie doch die Erfindung einer längst vergangenen Zeit. Wenigstens hat es schon vor mehreren Jahrhunderten Wasserräder gegeben, die man Turbinen nennen muß.<sup>1</sup> Allein diese Maschinen beruhten auf keiner wissenschaftlichen Grundlage, waren roh

<sup>1</sup> Auf der Gewerbe-Ausstellung in Zürich 1883 war eine Turbine von Holz ausgestellt, welche mehrere hundert Jahre alt war.

und in jeder Hinsicht unvollkommen ausgeführt, so daß ihre Leistungen jene guter Wasserräder nie erreichten. Die Bedingungen, unter welchen die Kraftleistung einer Turbine günstig sein kann, hat die Wissenschaft indessen aufgestellt und die besseren Einrichtungen der Maschinenwerkstätten hat die richtige Durchführung aller Arbeitsprozesse möglich gemacht.

Es ist bezeichnend für das Wirkungsprinzip des Wassers in den Turbinen, daß die von FOURNEYRON versuchte, von PONCELET und REDTENBACHER entwickelte Turbinentheorie einen wesentlichen Einfluß auf die Leistungsfähigkeit dieser Motoren nicht gehabt hat. Die ersten von FOURNEYRON schon 1823 in Anwendung gebrachten Turbinen weisen Wirkungsgrade auf, welche durch die neuesten Ergebnisse mit Turbinen aller Systeme und Namen, soweit solche auf Wahrheit beruhen, nicht viel übertroffen werden. Diese günstigeren Ergebnisse sind aber nicht in einer Weiterentwicklung der bekannten Theorien, sondern nur in soliderer und genauerer Ausführung der Maschinen, sowie in einer freieren Wahl der Dimensionen begründet.

Ein anderer Umstand für den größeren Ruf der Turbinen ist noch darin zu suchen, daß dieselben bei ihrer Einführung in die Industrie sich in ihrem Leistungsvermögen mit den damaligen hölzernen Wasserrädern zu messen hatten, welche über die ersten Stufen ihrer Entwicklung noch nicht hinausgekommen waren. Der französische Ingenieur MORIN hatte seiner Zeit eingehende Versuche und Berechnungen mit Wasserrädern gemacht und, wie nicht anders zu erwarten war, sehr geringe Resultate erhalten. Es ist nur zu bedauern, daß ein so scharfsinniger und feiner Beobachter seinen Fleiß auf Maschinen von unvollkommener Bauart anwenden mußte.

Nun kamen die Turbinen, bei ihrer Einführung schon nahezu 70 Prozent Wirkungsgrad aufweisend. Ist es auffallend, wenn sich das Interesse der gesamten Industrie diesen neuen Maschinen zuwandte? Durch diese Erfindung schienen alle Schwierigkeiten, Wasserkräfte bei den verschiedensten Gefällen und Wasserquantitäten auszunützen zu können, beseitigt. Ein Motor von allgemeiner Anwendbarkeit war da, den FOURNEYRON nach dem Vorgang seines Lehrers BURDN aus dem Reaktionsapparat von EULER herausgebildet hatte.

Für alle Turbinen mit Leitkanälen bestehen ohne Ausnahme dieselben Eintrittsbedingungen. Die Gesamtverluste sind proportional dem Gefälle, wenigstens annähernd und unter sich, und sämtliche Bewegungen abhängig vom Gefälle. Hauptunregelmäßigkeiten liegen in der Natur der Sache selbst, insbesondere beim Übertritt des Wassers vom Leitapparat ins Turbinenrad. Diese Verluste sind bedingt durch die Stärke der Schaufeln, weshalb dieselben an dieser Stelle schwach zu halten sind. Jedoch haben schwache Schaufeln den Übelstand, leicht auszubrechen, wodurch sich der Effekt vermindert.

Man sieht, daß es also theoretisch möglich wäre, die Turbinen einer immer größeren Nutzleistung entgegen zu führen, wenn nicht praktische Rücksichten eine Grenze ziehen würden.

In den letzten 25 Jahren ist hingegen viel für den Bau der eisernen Wasserräder, insbesondere bezüglich der konstruktiven Durchbildung der Einzelheiten geschehen. Die selbst bei geringen Gefällen und kleinen Wassermengen hohen Wirkungsgrade, verbunden mit gediegener Ausführung sichern diesen Motoren

eine zunehmende Beachtung und ausgedehnte Verbreitung. Die Besprechung einer Anzahl ausgeführter Wasserräder für die mannigfaltigsten Kraft- und Betriebsverhältnisse des mitten in der Praxis stehenden Verfassers dürfte daher nicht unerwünscht sein.

Daß hierbei manches Bekannte wiederholt, manche Anlehnung an bereits Ausgesprochenes gefunden wird, darf bei diesem Gegenstand nicht auffallen, dessen erschöpfende Behandlung nicht die Arbeit eines einzelnen sein kann.

Dem Konstrukteur einen Überblick zu geben über die Grundsätze, nach welchen heute die erlangten Resultate, die aufgestellten Formeln beim Bau eiserner Wasserräder benützt werden, ist der Zweck vorliegender Arbeit.

### Wasserrad oder Turbine?

Die Frage: „ist ein Wasserrad oder eine Turbine besser?“ läßt sich allgemein nicht beantworten, sie ist in jedem einzelnen Falle auf Grund der besonderen Verhältnisse zu entscheiden. Von Einfluß ist hierbei, die absolute Größe an Wassermenge und Gefälle, und deren mehr oder minder große Veränderlichkeit, die Kosten des Motors und des Wasserbaues, die Art und Dauer des technischen Betriebs, welchem der Motor dienen soll, das verfügbare Anlagekapital und der Raum.

Nur in ganz seltenen Fällen wird eine ganz bestimmte unveränderliche Wassermenge und ein konstanter Kraftbedarf zusammentreffen. Die Wassermengen der Bäche und Flüsse sind, sowie die Gefälle, mit den Witterungsverhältnissen sehr veränderlich und reichen bei gewissen Zeiten gewöhnlich kaum hin, um die zum Betrieb der Arbeitsmaschinen erforderliche Kraft zu liefern. Es ist daher vorzüglich von Wichtigkeit, daß die hydraulische Kraftmaschine mit kleinen Wasserquantitäten vorteilhafter arbeitet als mit großen, denn wenn Überfluß an Wasser vorhanden ist, hat es nichts auf sich, wenn die Maschine einen weniger günstigen Nutzeffekt entwickelt.

Bei den Turbinen findet aber gerade das Gegenteil statt, denn die absolute Größe derselben muß nach der größten Wassermenge, welche man auf dieselbe bei alsdann vermindertem Gefälle wirken lassen will, bestimmt werden, bei Wassermangel oder geringerem Kraftbedarf ist der Austrittsquerschnitt zu vermindern, was zur Folge hat, daß der Nutzeffekt in einem größeren Maße abnimmt, als die Wassermenge kleiner geworden ist. Durch die Verminderung des Ausflußquerschnitts entstehen entweder Unregelmäßigkeiten, Störungen in der Bewegung des Wassers, oder fehlerhafte Querschnittsverhältnisse, wodurch, wie die Erfahrung beweist, das Güteverhältnis beträchtlich abnimmt. Man hat schon mancherlei Einrichtungen zur Regulierung des Wasserzufflusses ausgedacht, aber noch keine hat den Anforderungen ganz entsprochen. Wenn es möglich wäre, eine richtig wirkende einfache Reguliervorrichtung an den Turbinen anzubringen, so würde eine Turbine wenig zu wünschen übrig lassen.

Eine Schützvorrichtung, die bei veränderlichem Wasserzufluß ein unveränderliches Güteverhältnis zu bewirken imstande wäre,

giebt es nicht, diese allen Turbinen zukommende schwache Seite wird wohl niemals ganz beseitigt werden können.

Man findet in der technischen Litteratur vielfach ausgesprochen: „Turbinen eignen sich besonders für sehr kleine und für sehr große Gefälle.“ Dies bedarf einer Berichtigung. Bei kleineren Gefällen empfiehlt sich die Anlage derselben nur dann, wenn es sich um die Ausnützung großer Wasserquantitäten handelt, deren Verarbeitung durch ein Rad nicht ermöglicht ist, oder die Anlage mehrerer Räder durch örtliche oder Betriebsverhältnisse nicht zur Ausführung kommen kann. Der Wirkungsgrad der Turbinen bei kleineren Gefällen ist nicht so groß als bei mittleren, da die absolute Ausflußgeschwindigkeit auch bei der vollkommensten Konstruktion geopfert werden muß. Diese Geschwindigkeit wird für den Abfluß nicht nutzbar gemacht, was dagegen bei einem Teil der Wasserräder der Fall ist.

Wo es sich um die Nutzbarmachung unbegrenzter Wassermengen handelt, kann es natürlich auf 5 % mehr oder weniger Nutzeffekt nicht ankommen. Wenn eine große Totalleistung verlangt wird, ersieht man, daß wir ohne Turbinen gar nicht imstande wären, Wasserkräfte in großen Dimensionen auszunützen, wie es in neuester Zeit mit den Wasserfällen großer Ströme geschehen ist.<sup>1</sup>

Bei Erstellung der Motoren für diese Zwecke kommt es auf einen hohen Wirkungsgrad durchaus nicht an. Ja, er wäre in manchen Beziehungen eher nachteilig, durch verursachte höhere Baukosten, kompliziertere Konstruktion und schwierigere Wartung und Unterhaltung.

Überhaupt verdient bei zwei gleich guten Motoren und gleichem Herstellungspreis der einfachere den Vorzug.

Bei Wasserquantitäten unter 3—4 cbm i. d. Sekunde sind aber die Vorteile, welche gut konstruierte Wasserräder gegenüber den Turbinen bieten, überwiegend. Es ist möglich bei Gefällen von nur 1 m und innerhalb der oben angegebenen Grenzen ein Rad auszuführen, welches mindestens 10 % mehr Nutzleistung ergibt als jede Turbine, was im Hinblick auf den Weg des Wassers in beiden Motoren auch ohne weiteres erhellt.

Die Wasserräder arbeiten mit kleinen Wasserquantitäten vorteilhafter als mit großen, der Nutzeffekt, den sie entwickeln, nimmt daher in einem geringeren Grade ab, als die Wassermenge, welche auf sie wirkt. Dies ist eine Eigenschaft, welche den Turbinen nicht zukommt. Durch Unreinlichkeiten, Holzstücke oder Eis, welche das Wasser mit sich fortführt, werden die Wasserräder in ihrer Bewegung nicht leicht gestört, dagegen erfordern die Turbinen zu einem gleichmäßigen Gang reines Wasser.

Turbinen von geringem Durchmesser bei hohen Gefällen haben den Übelstand der kleinen Austrittsquerschnitte, welche sich durch die im Wasser schwimmenden Körper irgend welcher Art sofort verstopfen. Legen sich diese

<sup>1</sup> In Betreff des Niagara-falles hat man gewaltige Projekte ausgedacht, und teilweise schon ausgeführt, die verfügbare Kraft desselben schätzt man auf 7 Millionen Pferde.

An Orten, wo durch Wasserfälle solch erhebliche Quantitäten von Arbeitsvermögen konzentriert sind, daß ihre Verwertung das Bedürfnis eines gewerblichen Unternehmers weit übersteigt, sind größere gemeinschaftliche Kraftmaschinen-Anlagen am Platze.

Körper in die Kanäle oder ragen sie aus denselben hervor, so müssen sie durch die Radschaufeln entzwei gestanzt werden und entstehen sehr nachteilige Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers. Denn nicht nur werden die mit großer Geschwindigkeit in den Kanälen strömenden Wasserstrahlen aufgehalten und abgelenkt, es entstehen auch durch diese Ablenkungen Wirbel und Stöße, Druckdifferenzen, welche der guten Wirkung des Motors entgegenarbeiten und den Nutzeffekt desselben erheblich herabziehen.

Das Eis ist ebenfalls ein bedeutender Feind der Turbinen. Die Radkanäle, welche sich nach und nach zulegen, lassen eine geringere Wassermenge durch, als bei normaler Öffnung, bis die Turbinen endlich ganz still stehen. Beschädigungen sind nicht ausgeschlossen. Bei anhaltendem Frostwetter ist die Wiederflottmachung eine mühevoll Arbeit.

Was das Leistungsvermögen anbelangt, so stehen hier die Wasserräder in erster Reihe.

Eine sehr gute Eigenschaft der Wasserräder ist ferner, daß bei abnehmender Wassermenge ihre Bewegung ebenso gleichförmig und mit derselben Geschwindigkeit vor sich geht, wogegen die Geschwindigkeit der Turbinen bei partieller Beaufschlagung abnimmt, die alsdann noch günstige Leistung tritt in folgendem Verhältnis ein:

Leitkanäle geschlossen:				
	0.	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$
Umdrehungszahl: <sup>1</sup>				
<i>n</i>	0,96 <i>n</i>	0,84 <i>n</i>	0,70 <i>n</i>	

Die als Vollturbinen gebauten Systeme sollten nicht schwächer als bis herab auf  $\frac{1}{2}$  beaufschlagt werden, da sonst der Wirkungsgrad in diesem Falle zu stark sinkt. Bei Wasserkraften, deren Veränderlichkeit mehr als 1:2 beträgt, ist man deshalb genötigt, zwei Turbinen anzulegen, deren Gesamtausflußquerschnitt hinreichend groß bemessen sein muß, um die starken Wasserstände aufzunehmen, insbesondere ist letztere Forderung zu erfüllen, wenn die Wasserkraft in Verbindung mit einer Dampfmaschine arbeitet.

Ist das Gefälle unter 12 m und die zu verarbeitende Wassermenge unter 1 cbm i. d. Sekunde, so ist einem oder mehreren oberflächlichen Rädern der Vorzug zu geben.

Es muß hervorgehoben werden, daß oberflächliche Räder, welche 1 cbm i. d. Sekunde verarbeiten, schon sehr bedeutende Breite haben und bei dem starken Füllungsgrade kräftig zu bauen, also teuer sind. Doch sind größere Wassermengen bei solch beträchtlichen Gefällen selten.

Nicht nur entwickelt ein Rad bei diesen Gefällen eine bedeutendere prozentuale Mehrleistung als jede Turbine, sondern die Wartung und Unter-

<sup>1</sup> Eine Eigenschaft, die ebenfalls nicht zu Gunsten der Turbinen spricht, besteht darin, daß dieselben bei constantem Zufluß völlig zum Stillstand gebracht werden können und doch das Wasser durch die Zellenräume durchströmen lassen, ohne daß dadurch eine Erhebung des Oberwassers und eine Vermehrung des Druckes auf die Radschaufeln entsteht, bei den Wasserrädern dagegen findet bei verlangsamtem Gang des Motors eine Vergrößerung des Füllungsgrades und somit eine Steigerung des Arbeitsvermögens gegen den vermehrten Widerstand statt.

haltung ist auch billiger als bei Turbinen, deren kleine Durchmesser eine große Tourenzahl bei starker Inanspruchnahme der Zapfen und Lager bedingt.

In dem Maße aber, als die Wasserquantitäten größer werden, treten die Vorteile der Turbinen mehr und mehr hervor; insbesondere gilt dies bei sehr hohen Gefällen, etwa von 12 m ab.

Hierbei ist die Motorenfrage im voraus zu Gunsten der Turbinen entschieden.

Der verfügbare Raum, Zu- und Ablaufverhältnisse kommen dabei ebenfalls in Betracht.

Was die Anschaffungskosten betrifft, so sind die Wasserräder für kleinere Effekte so wenig kostspielig, als sie in dieser Hinsicht vorteilhafter sind als irgend eine andere hydraulische Kraftmaschine, es unterliegt also keinem Zweifel, daß die Wasserräder bei mäßigen Kräften den Turbinen vorzuziehen sind.

So zweifellos es ist, daß in gewissen Fällen Turbinen bei großen Kräften und hohen Gefällen den Wasserrädern vorzuziehen sind, ebenso ist auch hervorzuheben, daß die große Betriebssicherheit, durch welche sich letztere auszeichnen, der höhere Wirkungsgrad insbesondere bei veränderlichen Wasserständen, die leichtere Ausbesserungsfähigkeit und einfachere Instandhaltung dieselben empfehlenswerter machen.

Es ist in neuerer Zeit von seiten einiger Fabriken Gebrauch geworden, Prospekte über Turbinen zu versenden, worin ganz allgemein außerordentlich hohe Nutzleistungen (oft über 80%) zugesichert werden, obgleich es Thatsache ist, daß solche günstige Ergebnisse nur in den seltensten Fällen und nur ausnahmsweise bei mittleren Gefällen und Wassermengen zu erwarten sind. Geht man auf die Versprechungen näher ein, so findet man bald, daß bei einer etwaigen Probe im voraus bestimmte Koeffizienten für die Berechnung der Wassermenge und Normen für die Vermessung des Gefalles durch die Lieferanten aufgestellt werden, welche eine vorurteilsfreie Prüfung unmöglich machen, und das herausrechnen lassen, was man eben erreichen will.

Die Turbinen von HENSCHEL (JONVAL) und GIRARD erleiden durch die Konstrukteure die meisten Abänderungen, sind jedoch nicht so empfindlich.

Den Mitteilungen über den Effekt der Turbinen legen wir keinen besonderen Wert bei. Die verschiedenen Systeme sind im Nutzeffekt sich einander ziemlich gleich und zeigen höchstens 2—3% Unterschied.

Die mit Leitapparaten versehenen Konstruktionen ergeben durchschnittlich bei voller Beaufschlagung 70—75% und solche ohne Leitkanäle ca. 60%.<sup>1</sup>

Mit allen Wasserrädern läßt sich ebensoviel oder noch mehr leisten, als mit Turbinen. Turbinen haben oberflächliche Räder, bei Gefällen von 6 m an aufwärts nie erreicht.

Entscheidend ist hier nur Raum und Geld.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Zu den letzteren zählen auch einige Typen amerikanischer Turbinen.

<sup>2</sup> Es mag hier noch auf die Abhandlung d. Verf. „Über neuere Turbinen“ verwiesen werden, welche in der Schweiz. Müller-Zeitung (Basel 1896) erschienen und als Sonderabdruck zu beziehen ist.

## Wirkungsweise der verschiedenen Konstruktionen vertikaler Wasserräder.

Von allen Wasserrädern verlangt man, daß sie die zu Gebote stehende, von Wassermenge und Gefälle abhängige Wasserkraft möglichst vollständig nutzbar machen und auch bei wechselndem Wasserstand gleich vorteilhaft arbeiten.

Bezeichnet  $Q$  die Wassermenge in Litern und  $H$  das Gefälle in Meter, so ist die mechanische Arbeit, welche sie verrichten kann i. d. Sekunde:  $Q \times H$  mkg oder der absolute Effekt:

$$N_a = \frac{Q \times H}{75} \text{ Pferdekräfte} \dots \dots \dots (1)$$

Dieses Arbeitsvermögen wird jedoch nicht vollständig nutzbar gemacht, da der Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der erreichten zur theoretischen Leistung immer ein echter Bruch ist, der bei den bestwirkenden hydraulischen Motoren 0,75 erreicht und im günstigsten Falle 0,8 nicht viel überschreitet.

Der Grund dieser Erscheinung liegt teils in den Stoßverlusten des Wassers beim Eintritt in die Schaufeln und Gerinne, den Reibungswiderständen, in dem Wasserverluste, welcher nicht zur vollen Wirkung gelangt, teils in dem Umstande, daß das Wasser das Rad mit einer gewissen Geschwindigkeit verläßt, wodurch ein Teil von dessen Arbeitsfähigkeit unausgenutzt bleibt, sowie in der Zapfenreibung der Welle.

Nach der Art und Weise (dynamischen Wirkung), wie das Wasser seine Arbeitskraft auf ein Rad überträgt, unterscheiden wir zwei Richtungen:

- a) Wirkung durch das Gewicht,
- b) Wirkung durch Stoß,

und nach der Konstruktion der Räder zwei Klassen:

- I. Zellenräder und
- II. Schaufelräder.

Die erstere Wirkungsart ist die vollkommenste für vertikale Wasserräder und kommt fast ausschließlich bei den oberflächlichen Rädern zur Anwendung, bei welchen das Wasser durch ein über dem Rad liegendes Gerinne auf dasselbe geführt wird und seine Zellen teilweise füllt, sodann fast die ganze Höhe des Rades durchläuft und nahe dem untersten Punkt (Rad-tiefsten) zum Austritt gelangt.

Für kleinere Wassermengen von 0,05 bis 0,8 cbm und für Gefälle von 3 bis 12 m lassen sich diese Räder anwenden und zeichnen sich besonders dadurch aus, daß ihr Wirkungsgrad wächst, wenn die Wassermenge kleiner wird, als die, für welche das Rad konstruiert wurde. Der Einlauf des Wassers erfolgt durch Spansschützen, bei den neueren Konstruktionen durch Zungen-einläufe mit Abschluschiebern. Das Rad taucht nicht in das abfließende Wasser, sondern hängt frei über demselben. Der größte Nutzeffekt wird erreicht, wenn man die Stoßwirkung klein, die Druckwirkung aber groß macht, die Umfangsgeschwindigkeit 1,3 bis 1,5 m i. d. Sekunde nicht übersteigt, und die Zellen sich nur bis zu  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{2}{5}$  füllen. Bei kleinen Gefällen beträgt

der Nutzeffekt 0,65 bis 0,70 und kann bei hohen von 6 m ab selbst auf 0,80 gebracht werden; er ist aber geringer, wenn bei großer Umfangsgeschwindigkeit die Centrifugalkraft den Eintritt des Wassers stört und das bereits in die Zellen gelangte Wasser wieder hinauswirft.

Hat man bei Gefällen von 2,5 bis 4 m mit sehr veränderlichem Aufschlagwasser zu rechnen, namentlich wenn dessen Menge zwischen 1 bis 2 cbm schwankt, so werden zum Teil Schaufelräder mit Kulisseneinlauf angewendet, wobei die Zahl der Durchlaßöffnungen 2 bis 3 beträgt und die zuströmende Wassermenge durch eine Überfallschütze geregelt wird.

Der Wirkungsgrad beträgt ca. 70%. Der Kulisseneinlauf läßt sich auch bei Gefällen über 3 m und kleineren (veränderlichen Wassermengen anwenden; nur baut man dann rückschlächtige Räder und ersetzt die Schaufeln durch Zellen, nach Art der oberflächlichen Räder, zwischen deren Hinterwänden Spalten zum Entweichen der Luft angeordnet sind.

Der Wirkungsgrad läßt sich auf 0,65 bis 0,70 bringen, da diese Räder jedoch wie die oberflächlichen aus Blech konstruiert werden müssen, sind sie teuer.

Eine Wirkung zum Teil durch Stoß, zum Teil durch Gewicht findet bei den mittelschlächtigen und rückschlächtigen Rädern statt.

Die mittelschlächtigen Räder, bei welchen der Punkt, an dem das Wasser das Rad erreicht, ungefähr in der Höhe seiner Achse liegt, sind über der Einlaufstelle bis zum tiefsten Punkt mit einem konzentrischen Mantel versehen, heißen deshalb auch Kropfräder; sie eignen sich besonders für Gefälle bis zu 2,5 m und für Wassermengen, welche 2 cbm i. d. Sek. nicht überschreiten, man erreicht mit ihnen einen Wirkungsgrad von 0,50 bis 0,60; laufen sie schnell um, vertragen aber keine große Veränderlichkeit des Aufschlages. Nur durch Stoß wirken die unterschlächtigen Räder, welche über ganz frei in unbegrenztem Wasser hängen (Schiffsmühlenräder), man sie bereits im sechsten Jahrhundert auf dem Tiber zu errichten vermochten oder in einem Gerinne eingeschlossen sind.

Die unterschlächtigen Wasserräder im geraden oder Schnurgerinne liefern die schwächste Leistung, 0,30 bis 0,35, da sie nur durch den Wasserstoß in Umdrehung gesetzt werden.

Wo bei Anlage eines unterschlächtigen Rades für Gefälle von 0,5 bis 1,7 m die Wasserkraft besser ausgenutzt werden soll, wurde früher das Ponceletrad gewählt. Dasselbe hat krumme Schaufeln, und indem das Wasser an diesen hinaufsteigt, verliert es seine Geschwindigkeit und giebt sie größtenteils an das Rad ab. Diesem Rade eigen ist die nach einem bestimmten Winkel schräggestellte Schütze.

Um alles Wasser zur Wirkung gelangen zu lassen, muß der Spielraum zwischen Rad und Kropf möglichst gering sein, da die Wassergeschwindigkeiten bei Spansschützen immer bedeutend sind. Die Wirkung hängt besonders von der Güte der Ausführung ab, der Wirkungsgrad beträgt bei kleineren Gefällen 0,65 bis 0,60, bei größeren 0,60 bis 0,55. Doch werden diese Räder in neuerer Zeit nur noch selten gebaut.

Vorteilhafter sind die Kropfräder mit beweglichen Überfallschützen, bei denen das Wasser nicht unter, sondern über einer abgerundeten Fläche ins

Rad strömt, dasselbe mit verhältnismäßig geringer Geschwindigkeit erreicht und daher fast allein durch den Druck wirkt. Solche Räder geben einen Wirkungsgrad von 0,65 bis 0,70 und eignen sich für Gefälle von 1,5 bis 2,5 m und Wassermengen von 0,6 bis 2,5 cbm i. d. Sek.

Eine Weiterbildung dieser Konstruktion zeigt das vom französischen Ingenieur SAGEBIEN in Amiens herrührende auch für sehr kleine Gefälle noch anwendbare Kropfrad:

Sagebien-Rad von großem Durchmesser, beträchtlicher Schaufelbreite und bedeutender radialer Tiefe, geringer Umfangsgeschwindigkeit und etwa 0,3 m Schaufelteilung.

Der Zufluß des Wassers erfolgt mit entsprechend kleiner Geschwindigkeit in einem einzigen Strom über der Überfallschütze, durch welche der Zufluß reguliert wird.

Besonders charakteristisch ist diesem Rad die Neigung der ebenen Schaufeln gegen die radiale Richtung, entgegengesetzt dem sonst üblichen Sinne, wodurch der Austritt aus dem Unterwasser verschlechtert, aber ein Neigungswinkel der eingetauchten Schaufeln gegen den Oberwasserspiegel erzielt wird, welcher mehr in der Richtung der relativen Zuflußgeschwindigkeit liegt.

Der Wirkungsgrad des Sagebienrades ist 0,80 und darüber, es zählt somit zu den bestwirkenden hydraulischen Motoren. Übersehen darf jedoch nicht werden, dass die geringe Tourenzahl des Rades bedeutende Dimensionen und starke Räderübersetzungen nötig macht und große Kosten verursacht, vor welchen die Industriellen gewissermaßen zurückschrecken.

Diese Konstruktion liegt auch dem Zuppinger-Rad zu Grunde,<sup>1</sup> welches mit geringerem Durchmesser, größerer Schaufelteilung, seitlich geschlossenem Schaufelkranz und höherer Umfangsgeschwindigkeit eine ähnliche Wasserwirkung zu erreichen strebt. Wirkungsgrad 0,65—0,75.

Nach dem Vorausgegangenen ersieht man, daß bei den vertikalen Wasserrädern nur bei direkter Wirkung des Wassers durch sein Gewicht ein hoher Wirkungsgrad erzielt werden kann, während durch Stoßwirkung starke Verluste unvermeidlich sind. Wir gelangen somit, noch ehe wir in eine Berechnung eingetreten sind, zu dem Schlusse, daß da, wo eine Wasserkraft möglichst ausgenützt werden soll, die Wasserwirkung durch das Gewicht den Vorzug verdient. —

Wie es schon durch seine Wirkungsweise bedingt ist, erstrecken sich die Verbesserungen am eisernen overschlächtigen Wasserrad hauptsächlich auf die grösstmögliche Ausnützung der verfügbaren Gefällhöhe, bei langsamem Gang des Motors und Verminderung des Stoßgefälles in Verbindung mit Ventilation der Zellen unter Anwendung der neuesten Reguliereinläufe.

Geicherweise gestatten die rückschlächtigen Zellenräder eine vollkommene Ausführung nach vorstehenden Gesichtspunkten.

Die Schaufelräder mit Kulisseneinlauf haben eine rationelle Durchbildung und wesentliche Verbesserung sowohl hinsichtlich gediegener Bauart als auch

mit Bezug auf ihren Nutzeffekt durch Baudirektor v. BACH in Stuttgart gefunden. Für die Ausführung von Rädern nach diesem System möge auf dessen vortreffliches Werk „Die Wasserräder“, Stuttgart 1886, verwiesen werden.

Für die neueren Überfallräder hat das von SAGEBIEN herrührende tief-schlächlige Kropfrad die Grundlage gebildet zur Konstruktion eines Motors, welcher mit verhältnismäßig langsamem Gang dem diesem System zukommenden hohen Wirkungsgrad nahe rückt, ohne in den Nachteil der allzuer geringen Tourenzahl und der hieraus sich ergebenden bedeutenden Dimensionen zu verfallen.

Die mit der Bremse an Rädern dieser Bauart erhaltenen Resultate gaben Veranlassung für die Ausbildung der im zweiten Teil beschriebenen eisernen Räderkonstruktionen. Durch eine Reihe gelungener Ausführungen bildete sich für die mannigfaltigsten Kraft- und Betriebsverhältnisse nach und nach ein System aus, welches bei den geringen Wassermengen von 200—300 l i. d. Sekunde bis zu Aufschlagmengen von 4000—5000 l i. d. Sekunde für ein einzelnes Rad, sich gleich gut anwendbar und leistungsfähig gezeigt hat.

Vergleicht man die Wirkungsgrade dieser Räder bei verschiedenen Füllungen und insbesondere bei großer Veränderung der Wasserspiegel mit denjenigen anderer Motoren, so wird man sich überzeugen, daß die Anwendung derselben in allen Fällen — sofern nicht overschlächtigen Rädern bei höheren Gefällen oder Turbinen, bei ganz bedeutenden Wassermengen, der Vorzug zu geben ist — eine sorgfältige Ausnützung der Wasserkräfte bei mäßigen Anlagekosten sichert.

Bei der Konstruktion vertikaler Wasserräder hat die Vernachlässigung theoretischer Grundsätze in vielen Fällen weniger schwere Folgen, als beim Turbinenbau, doch ist auch bei dieser Gattung von hydraulischen Motoren die Erzielung und Vorausbestimmung höchster Wirkungsgrade nur möglich unter Anlehnung an streng wissenschaftliche Betrachtungen.

Zur umstehenden Tabelle ist bezügl. der Bezeichnungen, soweit dieselben nicht durch die Überschriften über den einzelnen Spalten erklärt sind, folgendes zu bemerken:

$h$  = bedeutet die Druckhöhe zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  des Wassers ins Rad.

$f$  = Freihängen bei overschlächtigen Rädern.

$x$  = Abstand des Radscheitels von Unterkante Gerinnsohle.

$h_n$  = normale Eintauchung der Radschaufeln bei Schaufelrädern.

$h_{n,max.}$  = tiefste Eintauchung derselben, wobei das Rad noch gangfähig ist.

$g$  = Beschleunigung durch die Schwerkraft = 9,81 m i. d. Sekunde.

$\sqrt{2gh}$  = die der Beschleunigung zukommende theoretische Endgeschwindigkeit i. d. Sekunde bei einer Druckhöhe =  $h$ .

<sup>1</sup> WALTER ZUPPINGER, württ. Baurat, früherer Chef der Filialwerkstätte ESCHER, Wyss & Co. in Ravensburg ist am 16. Nov. 1889 zu Eschenz (Schweiz) gestorben.

# Die Zellenräder.

Tabelle über Größenverhältnisse und Wirkungsgrade der Wasserräder.

Bezeichnung des Wasserrades	Gefälle $H$ in m	Wasser- menge $Q$ in cbm i. d. Sek.	Eintritts- geschwindigkeit $c$ in m	Umfangs- geschwin- digkeit $v$ in m	Rad- durchmesser $D$ in m	Wasser- menge für 1 m Radbreite in cbm	Wirkungs- grad $\eta$
<b>Zellenräder</b>							
Rückschlächtiges Rad	3,5—5,0	0,1—0,8	$0,90 \sqrt{2gh}$	1,4—1,6	$1,33 H$ $4,5-7,0$	0,1—0,2	0,60—0,70
Milot-Rad	3,0—4,0	0,25—0,5	1,4—1,75	1,2—1,5	$1,8-2,0 H$	0,25	0,60—0,70
Pfister-Rad	3,0—6,0	0,02—0,3	$0,85-0,90 \sqrt{2gh}$	0,5 $c$	$\frac{38 \sqrt{h}}{n}$	0,15	0,65—0,75
Oberschlächtiges Rad	für kleines Gefälle für mittlere Gefälle für großes Gefälle	3,0—5,0	0,075—0,9	1,3—1,5	$H - [h + f + \sigma]$	0,1—0,25	0,65—0,75
		5,0—8,0	0,06—0,7	1,5—1,75			0,75—0,80
		8,0—12,0	0,04—0,5	1,75			0,80—0,88
Wasserrad im Schnurgerinne				2,5	4,5—5,5	1,5—2,5	ca. 0,30
Poncelet-Rad	0,5—1,7	0,5—4,0	$0,95 \sqrt{2gh}$	0,4 $c$	$3,0-7,0$ $\frac{4}{H}$	0,6—0,9	0,50—0,65
Unterschl. Kropfrad mit Spannritzze	0,3—2,0	0,4—2,5	$0,6-0,7 \sqrt{2gh}$	2,0—2,5	4,0—6,0	0,5—0,8	0,50—0,65
Unterschl. Kropfrad mit schiefer Einlaßritzze	0,5—1,8	0,5—3,5	$0,7-0,8 \sqrt{2gh}$	1,8—2,2	4,5—6,5	0,4—0,7	0,60—0,70
Schauflerrad mit Überfalleinlauf ältere Konstruktion	1,5—2,5	0,4—2,5	3,5	1,6—2,0	$2,5 H - 3 H$	0,5—0,8	0,60—0,70
Schauflerrad mit Überfalleinlauf schnellgehend	für kleinere Wassermengen für größere Wassermengen	0,75—1,5	0,2—1,0	durchschnittlich etwa	$2 \left( H + h_1 + \frac{h_2 \max - h_1}{2} \right) + \frac{1}{H}$	0,3—0,4	0,72—0,76
		1,2—3,5	1,0—5,0	1,2 · $\nu$		0,5—0,7	0,75—0,78
Überfallrad nach neuestem System	für höhere Gefälle teilweise im Kullisseninlauf	3,0—4,0	0,75—1,0	1,4—1,5		0,4—0,5	0,75—0,80
Schauflerrad mit Kullisseninlauf nach Prof. Bach		1,5—4,5	0,4—1,5	0,92—0,94 $\sqrt{2gh}$	$H + 3,5 m$ $\max 7 m$	0,4—0,5	0,70—0,78
Zappinger-Rad mit Seitengeßel	1,0—3,0	0,5—5,0	1,7—2,0	1,4—1,6	$2,0-3,5 H$	0,5—0,7	0,65—0,75
Sägebän-Rad	0,3—4,0	0,6—5,0	0,7—0,9	0,6—0,8	8,0—10,0	0,6—0,7	0,75—0,85

## Erster Abschnitt.

### Theoretische Bestimmung des Nutzeffektes oberflächiger Wasserräder.

Mit der Entwicklung der theoretischen Behandlung der Wassermotoren zeigte sich natürlich auch das Bedürfnis einer rechnermäßigen Vorausbemimmung des Nutzeffektes.

Bei oberflächigen Rädern führt nachfolgendes graphisch-analytisches Verfahren, welches z. T. den Vorträgen des Prof. v. KANKELWITZ entnommen ist, auf einfache Weise zum Ziel.

Die schematische Anordnung ist gewöhnlich nach Fig. 1 und es gelten die dort eingeschriebenen Bezeichnungen, ferner sei:

- $w$  die Austrittsgeschwindigkeit,
- $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades,
- $b$  die Radbreite und
- $b'$  die Strahlbreite,
- $z$  der Vertikalabstand von der Mitte des Austritts bis zum Radscheitel.

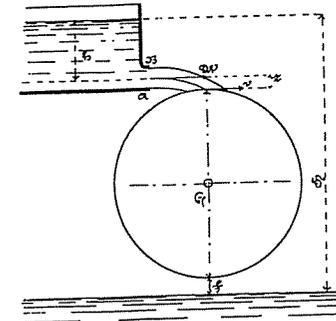


Fig. 1.

Man konstruiert zuerst den absoluten Strahl Fig. 2 nach dem Gesetz der Parabel und erhält die Tangente an die Parabel im Scheitel  $v$  des Rades, durch welchen Punkt der freispringende Strahl bei vorteilhaft konstruierten Rädern zu gehen hat, durch Verlängerung von  $A S'$ , so daß  $A S' = S' B = z$  wird.

Der Punkt  $S'$  ist Scheitel der Parabel und die Tangente in  $S'$  horizontal.

Trägt man jetzt von  $O$  aus nach rechts Fig. 2 die Horizontalwege des Strahls für sehr kleine Zeitintervalle, z. B.  $\frac{1}{20}$  sec. auf, so haben wir für einen beliebigen Punkt:

$$y = \frac{1}{2} g t^2 \dots \dots \dots (2)$$

wo  $t$  die dem Horizontalwege  $s_0$  entsprechende Zeit.

Die Strahlstärke  $a$  für einen beliebigen Punkt erhält man aus der Gleichung:

$$Q = a \cdot b' \cdot c \dots \dots \dots (3)$$

wo  $Q$  die Wassermenge i. d. Sekunde bedeutet und  $c$  für jeden Punkt wie in Fig. 2 und 4 zu bestimmen.

Der relative Strahl wird aus dem absoluten erhalten, indem man in Fig. 2 die den einzelnen Punkten der letzteren entsprechenden Radwege zurück trägt; man benützt hierbei vorteilhaft dieselben Zeitintervalle, wie bei Konstruktion des absoluten Strahls.

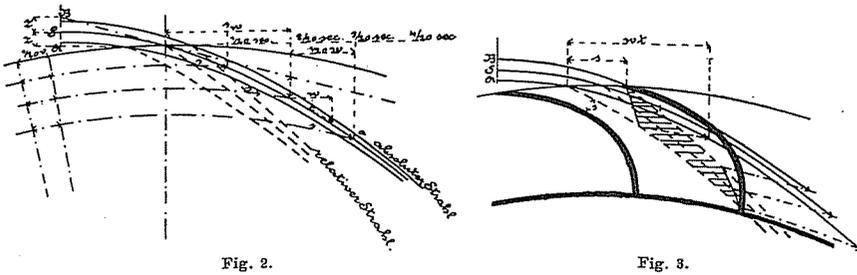


Fig. 2.

Fig. 3.

Jetzt kann man nach Einzeichnung der Schaufeln in der Stellung Fig. 3 sofort beurteilen, ob die Eintrittsverhältnisse des Rades richtig sind. In diesem Fall muß hinter dem relativem Strahl genügender Raum  $s_2 b$  vorhanden sein, so daß die Luft, welche durch das einströmende Wasser verdrängt wird, mit einer Geschwindigkeit von nicht über 6 m ausströmen kann.

Ist der Querschnitt  $s_2 b$  zu klein, so schießt ein Teil des Wassers über das Rad weg und es tritt hierdurch unter Umständen ein bedeutender Effektverlust ein, welcher jedoch rechnermäßig sehr schwer zu bestimmen ist.

Ein weiterer Verlust beim Eintritt entsteht durch den Rückschlag des Wassers auf die Schaufeln, welcher nie ganz zu vermeiden, jedoch bei guten Rädern so klein ist, dass er vernachlässigt werden kann. Derselbe läßt sich schätzungsweise an der Hand von Fig. 3 mit Hilfe des relativen Strahls erkennen. Der relative Strahl giebt außerdem, mit Rücksicht auf ein möglichst spätes Ausleeren, dem Konstrukteur das Mittel, die richtige Form und Anzahl der Schaufeln zu bestimmen. Dasjenige Stück des relativen Strahls, welches einer Schaufelteilung entspricht, erhält man wie folgt:

Man greift die zu machenden Radwege z. B.  $s$  aus der Zeichnung Fig. 3 ab und hat alsdann:

$$t_1 = \frac{s_1}{v} \dots \dots \dots (4)$$

wo  $v$  = Radgeschwindigkeit.

Trägt man  $wt_1$  von dem betreffenden Punkt aus nach rechts, projiziert auf den entsprechenden Punkt des absoluten Strahls herunter und sucht den korrespondierenden Punkt des relativen Strahls auf, so erhält man einen der gesuchten Punkte. Auf diese Weise lassen sich die 6 in Fig. 3 mit Ringen bezeichneten Punkte bestimmen und man erhält durch Verbindung derselben das Gesuchte.

Für größere Räder  $D > 4^m$  genügt es nun, die Eintrittsverluste auf folgende Weise zu nehmen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{durch Umsetzen in Geschwindigkeit} \dots 0,1 \frac{c^2}{2g} \\ \text{„ Stoß} \dots \dots \dots \frac{m^2}{2g} \\ \text{„ die Tieferlage des Schwerpunktes} \dots \dots \dots \frac{1}{2} \\ \text{des Wasserkörpers in der Schaufel} \dots \dots \dots \frac{1}{2} \end{array} \right\} = \text{Eintrittsverluste. (5)}$$

wobei  $c$  und  $m$  die absolute, bezw. Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad am Scheitel 0 bedeutet, Fig. 4.

Für kleinere Räder  $D < 4^m$  und wenn man genau rechnen will, hat man den Stoßpunkt des Strahls zu bestimmen und die Geschwindigkeiten  $c$  und  $m$  alsdann dort abzunehmen.

In diesem Fall nimmt man der Einfachheit halber und weil es in Wirklichkeit, wie man sich leicht überzeugt, nur sehr wenig ausmacht, an, die radiale Entfernung des Schwerpunktes des Wasserkörpers ändere sich nicht, derselbe bewege sich also auf einem Kreise und bestimmt alsdann die Lage desselben nach aufeinander folgenden kleinen Zeitintervallen, z. B.  $\frac{1}{20}$  Sekunde wie für den absoluten Strahl. Es werden nun entweder zwei gleichnamige (derselben Zeit entsprechende) Punkte des Schwerpunktskreises und des absoluten Strahls zusammenfallen, was unmittelbar den Stoßpunkt giebt, oder aber die Sache gestaltet sich wie in Fig. 4 und es läßt sich der Stoßpunkt dann leicht durch die angedeutete graphische Interpolation bestimmen. Jetzt ist  $c$  und  $m$  in dem Standpunkt  $S$  abzugreifen, Fig. 4, und man hat:

$$\left. \begin{array}{l} \text{durch Umsetzen in Geschwindigkeit} \dots 0,1 \frac{c^2}{2g} \\ \text{„ Stoß} \dots \dots \dots \frac{m^2}{2g} \end{array} \right\} = \text{Eintrittsverluste. (6)}$$

Die Austrittsverluste erfolgen durch zu frühes Entleeren, Verlust der Umfangsgeschwindigkeit und durch die Höhenlage des Rades über dem Unterwasserspiegel.

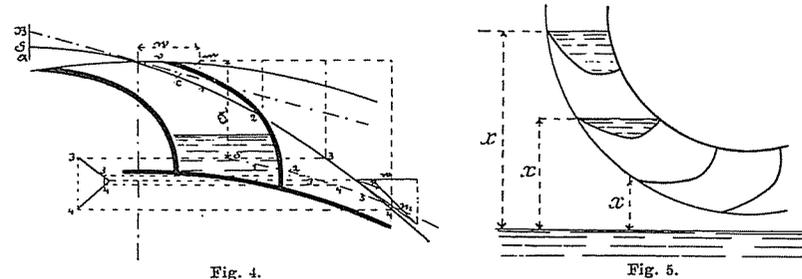


Fig. 4.

Fig. 5.

Bei dem Entleeren handelt es sich darum, die Anzahl Meterkilogramm zu bestimmen, welche verloren gehen.

Sei  $dQ$  die Wassermenge, welche in der Sekunde aus einer Schaufel ausfließt und  $x$  die verlorene Fallhöhe, so ist der Verlust

$$W = \int x dQ \dots \dots \dots (7)$$

den Wert dieses Integrals bestimmt man am besten graphisch, indem man nach Fig. 6 die Schauffelfläche von Beginn des Ausleerens an in einzelne Teile zerlegt, die entsprechende Fallhöhe dazu bestimmt und dann nach der SIMPSON'schen Regel den Mittelwert dazu aufsucht. Man hat also z. B. für 3 Teile in Übereinstimmung mit Fig. 6 und 7.

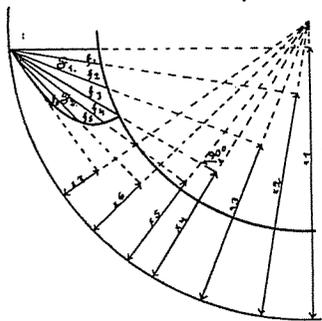


Fig. 6.

$$I = \frac{x_1 + 3x_2 + 3x_3 + x_4}{8} Q_I \dots (8)$$

$$II = \frac{x_4 + 3x_5 + 3x_6 + x_7}{8} Q_{II} \dots (9)$$

und somit den Gefällverlust  $h_v$  m:

$$h_v = \frac{I + II}{Q} \dots (10)$$



Fig. 7.

Dieses  $h_v$  ist jedoch nicht genau richtig, weil dabei angenommen ist, daß der Wasserspiegel in der Schauffel horizontal bleibt, was nur der Fall, wenn das Rad stillsteht, während bei der Bewegung das Wasser in der Schauffel vermöge der Centrifugalkraft eine konkav von oben gekrümmte Oberfläche erhält, infolgedessen das Entleeren in der That frühzeitiger vor sich gehen wird. Der Einfluß ist jedoch bei Rädern mit nicht zu großer Geschwindigkeit so gering, daß er für praktische Zwecke vernachlässigt werden kann.

Die sämtlichen Austrittsverluste ergeben sich sonach wie folgt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{durch frühzeitiges Entleeren} \dots \dots \dots h_v \\ \text{„ Entführung von Geschwindigkeit} \dots \dots \dots \frac{v^2}{2g} \\ \text{„ Aufhängen über dem Unterwasserspiegel} f \end{array} \right\} = \text{Austrittsverluste} \dots (11)$$

Zu den Ein- und Austrittsverlusten kommt noch die Zapfenreibung hinzu, welche nach bekannten Gesetzen zu rechnen und in Fallhöhe für die Wassermenge  $Q$  auszudrücken ist.

Die Anwendung des in vorstehendem gezeigten Verfahrens ergab für ein Rad von vorliegenden Abmessungen und unter der Voraussetzung, daß das Rad den oben gegebenen Regeln gemäß konstruiert ist, so daß Rückschlag vernachlässigt werden kann und kein Überfließen des Wassers über die Schauffeln stattfindet, folgende Resultate:

$$\begin{array}{l} \text{Für } Q = 0,3 \text{ cbm} \quad H = 4 \text{ m} \quad w = 3 \text{ m} \quad v = 1,5 \text{ m} \\ f = 0,025 \text{ m} \quad D = 3,434 \text{ m} \quad z = 0,036 \text{ m} \\ h = 1,1 \frac{w^2}{2g} = 0,505 \text{ m} \end{array}$$

Verluste.

a) mit Bestimmung des Stoßpunktes:		
durch Umsetzen in Geschwindigkeit	$0,1 \frac{c^2}{2g} = 0,078 \text{ m} = 1,95 \%$	} Eintritt
„ Stoß	$\frac{m^2}{2g} = 0,385 \text{ m} = 9,62_5 \%$	
durch frühzeitiges Entleeren	$h_v = 0,389 \text{ m} = 9,72_5 \%$	} Austritt
„ Entführung von Geschwindigkeit	$\frac{v^2}{2g} = 0,114 \text{ m} = 2,85 \%$	
Über dem Unterwasser hängen	$f = 0,025 \text{ m} = 0,62_5 \%$	
Zapfenreibung	$= 0,048 \text{ m} = 1,20 \%$	
	zusammen: $= 1,039 \text{ m} = 25,97_5 \%$	
somit der Nutzeffekt	$\eta = 74,02 \%$	

b) ohne Bestimmung des Stoßpunktes.

Eintritt	$0,1 \frac{c^2}{2g} = 0,054 = 1,35 \%$	
	$\frac{m^2}{2g} = 0,150 = 3,75 \%$	
	$a = 0,232 = 5,80 \%$	
Austritt	$h_v = 0,389 = 9,72_5 \%$	
	$\frac{v^2}{2g} = 0,114 = 2,85 \%$	
Zapfenreibung	$= 0,025 = 0,62_5 \%$	
	$= 0,048 = 1,20 \%$	
	zusammen $= 1,012 \text{ m} = 25,30 \%$	
	Nutzeffekt $\eta = 74,7 \%$	

Untergeordnete Effektverluste, welche sich näherungsweise in Anschlag bringen lassen, sind der Widerstand der Luft und die Reibung der Wasserradwelle in den Lagern. Letzteren Verlust haben wir oben bereits mit  $1,2 \%$  eingesetzt.

Der als tangentialer und der Bewegung des Rades entgegengerichtete Luftwiderstand kann bei normalem Gang mit höchstens etwa  $1 \%$  in Rechnung gebracht werden. Bei überschlächtigen überhaupt bei Rädern mit seitlich geschlossenem Radkranz, läuft die in den Schauffelräumen befindliche Luft im wesentlichen mit dem Rade um, insoweit sie nicht durch die Ventilationspalten erneuert und nach außen fortgetrieben wird.

Der Effektverlust durch die Zapfenreibung der Welle ist, wenn  $G$  das Gewicht des Rades und  $r$  den Halbmesser in den Lagern (im Mittel, wenn er in den Lagern verschieden sein sollte) bezeichnet

$$E_z = \mu G \frac{r}{R} v \dots (12)$$

$\mu = 0,06$  bis  $0,08$  Reibungskoeffizient.

Für ein zu entwerfendes Rad, für welches zwar  $v$  und  $R$  angenommen,  $G$  und  $r$  noch nicht bekannt sind, kann man für das Gesamtgewicht des Rades mit Rosette, Welle und Lagern

$$G = C \times N_n \text{ kg.}$$

setzen, unter  $C$  eine Konstante verstanden, die durch Vergleichung einer größeren Zahl ausgeführter Räder verschiedener Art und Größe bestimmt wurde.

Für die Konstante  $C$  wurde, mittlere Verhältnisse vorausgesetzt, gefunden:

$$C = 450$$

$$\text{somit } G = 450 \times N_n \text{ kg} \dots \dots \dots (13)$$

Noch genauer kann überschläglich gesetzt werden für das Gewicht des schmiedeeisernen Radkörpers überschlächtiger Räder bei zwei Armsystemen und leichter Bauart:

$$G = 2 (25. Z. B) + \text{Gewicht der Diagonalverbände} \dots \dots (14)$$

und sind die gefundenen Zahlen nach oben abzurunden. ( $Z =$  Zellenzahl.)

### Konstruktionsgrundlagen der überschlächtigen Wasserräder.

Das überschlächlige Wasserrad gehört, wie wir bereits bei Besprechung der Wirkungsweise der verschiedenen Konstruktionen hervorgehoben haben, zu den bestwirkenden hydraulischen Motoren.

Das Wasser arbeitet im Rad während des größten Teils der Gefällhöhe durch sein Gewicht, je früher dasselbe in den Schaufeln zur Ruhe gelangt und je länger die Dauer, während welcher es mit dem Rad niedersinkt, desto günstiger wird der Nutzeffekt. Das Rad taucht bei normalen Verhältnissen nicht im Unterwasser, sondern hängt frei über demselben, was bei der gewöhnlichen Anordnung Fig. 9 nötig ist, da die Drehungsrichtung des Rades der Abflussrichtung des Unterwassers entgegengesetzt ist. Die Austrittsgeschwindigkeit wird für den Abfluß nicht nutzbar gemacht, geht somit für den Effekt verloren, es ist dies eine Schattenseite dieser Räder. Taucht das Rad, so können sich die Zellen nicht rechtzeitig entleeren, wodurch ein Teil des Wassers mit den Schaufeln hochgezogen wird, wenn nicht die sogenannte Ventilation im Radboden das Nachtreten der Luft in die Zellenräume ermöglicht.

Im allgemeinen lassen sich die Effektverluste bei überschlächtigen Rädern rechnerisch genauer verfolgen als bei den anderen Konstruktionen und insbesondere läßt sich das Wassergewicht im Rad, die Stoßwirkung desselben, die Lagerdrücke, die Beanspruchung einzelner Konstruktionsglieder leichter feststellen. Überschlächlige Räder sind kräftig zu bauen. Bei Bemessung der Radteile ist namentlich die Verschiedenheit der Füllung und das Tauchen bei wechselnden Wasserständen zu berücksichtigen.

Man wählt je nach der Größe des Gefalles das Freihängen

$$f = 2 \text{ bis } 5 \text{ cm} \dots \dots \dots (15)$$

und ist bei öfter und stark veränderlichem Unterwasserspiegel genötigt, manchmal darüber hinauszugehen. Auch dieser Teil des Gefalles geht für die Nutzwirkung verloren.

Wählt man die Eintrittsgeschwindigkeit

$$c = 1,1 \times v \dots \dots \dots (16)$$

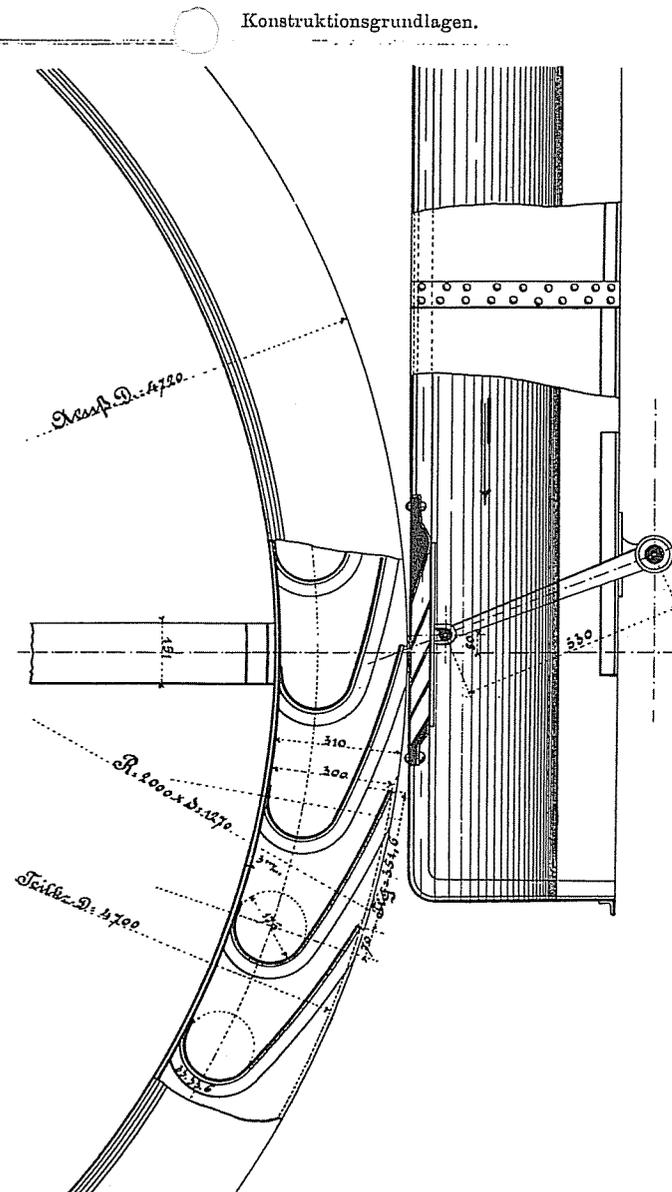


Fig. 8. Zungeneinlauf mit einem Schieber.

so ergibt sich die Druckhöhe  $h$  zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit

$$h = \frac{1}{g^2} \cdot \frac{c^2}{2} = \frac{1}{0,97^2} \cdot \frac{1,1 \times v^2}{2 \cdot 9,81} \dots \dots \dots (17)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades sei:

$$v = 1,3 \text{ bis } 1,5 \text{ m i. d. Sek.} \dots \dots \dots (18)$$

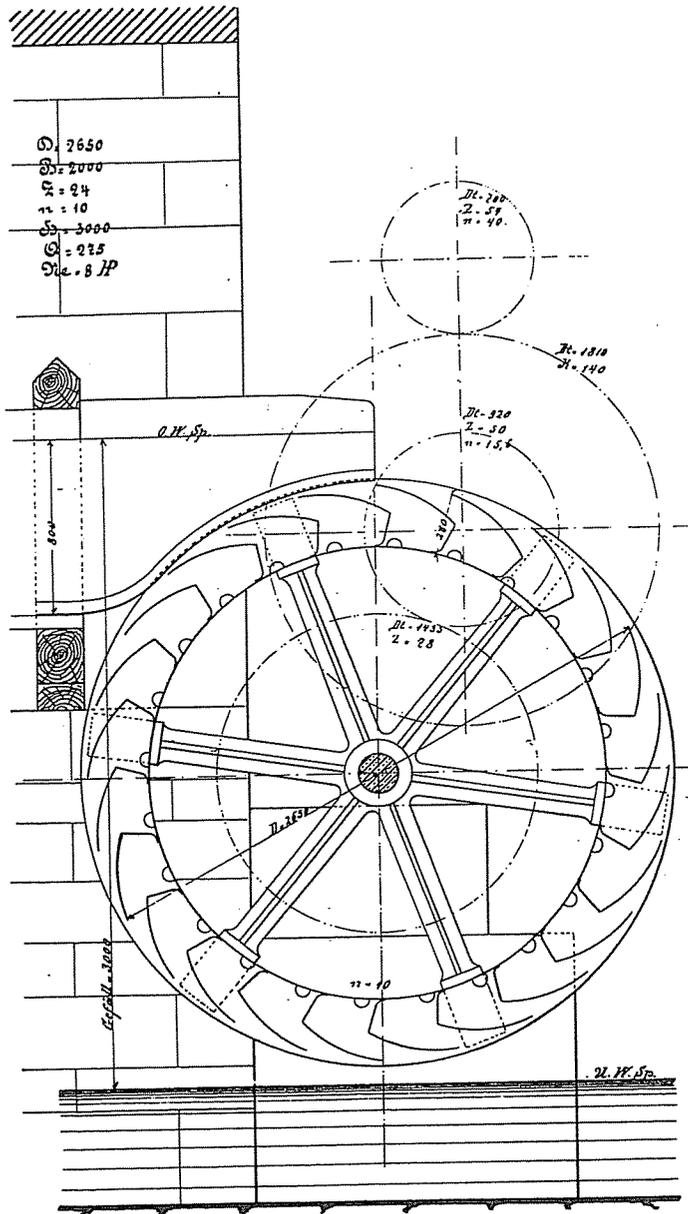


Fig. 9. Zellenrad mit seitlicher Ventilation.

wachsend mit dem Gefälle und können wir die minimale Druckhöhe  $h$  bestimmen zu

$$h_{\min.} = 10 \text{ bis } 15 \text{ cm} \dots \dots \dots (19)$$

Man wird zwar nur in seltenen Fällen, bei geringen und konstanten Wassermengen, bis auf diese minimale Druckhöhe herabgehen können.

Für die Praxis geht man mit Rücksicht auf die Schwankungen der Oberwasserspiegel selten unter  $h = 0,2 \text{ m}$  herunter und erfordern die, später noch

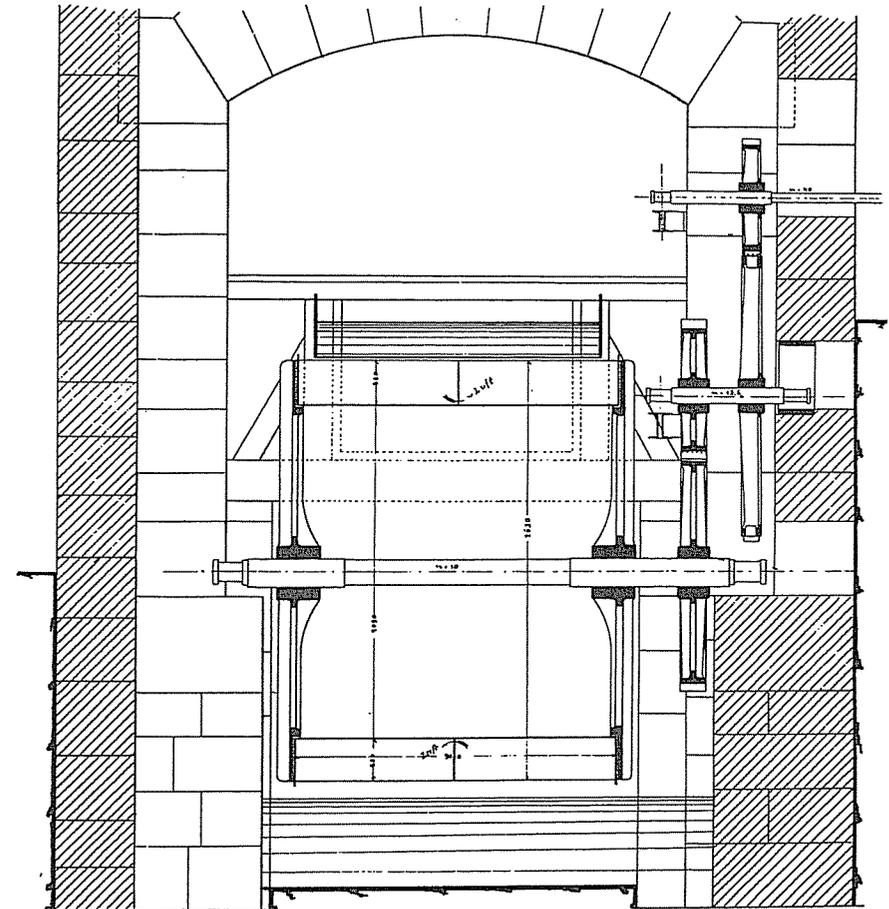


Fig. 10. Querschnitt zu Fig. 9.

eingehend behandelten Zungeneinläufe bedeutendere Druckhöhen, um Wirbelbildungen zu vermeiden.

Die in der technischen Litteratur häufig anzutreffende Angabe  $c = 2 \cdot v = 3$  bis  $4 \text{ m}$  ist nicht brauchbar, indem die Eintrittsverluste dadurch unnötigerweise hoch ausfallen. Wir wiederholen, daß die Druckwirkung grofs, die Stoßwirkung aber so gering als möglich zu nehmen ist.

Der Raddurchmesser  $D$  bestimmt sich nunmehr aus:

$$D = H - (h + f + x) \dots \dots \dots (20)$$

$x$  = Spielraum zwischen Radscheitel und Unterkante-Einlauf, gew. 2 bis 5 cm, wenn die Felgen abgedreht sind, was der Fall sein muß, und das Rad rund läuft.

Der Punkt, in welchem die Mittellinie des Wasserstrahls auftrifft, soll im Radscheitel liegen. Die Verlegung des Einlaufs vom Scheitel rückwärts (entgegengesetzt der Drehungsrichtung des Rades) ist für den Nutzeffekt günstiger, jedoch bei großem Raddurchmesser nicht immer anwendbar, um das Anlassen zu sichern und gleichzeitig zu vermeiden, daß Wasser hinten über das Rad läuft.

Die radiale Dimension der Zellen  $a$  wählt man zwischen folgenden Grenzen: bei Wassermengen bis 0,5 cbm i. d. Sekunde

$$a = 0,25 \text{ m bis } 0,35 \text{ m} \dots \dots \dots (21)$$

bei Wassermengen von 0,5 bis 1 cbm i. d. Sekunde

$$a = 0,35 \text{ m bis } 0,45 \text{ m} \dots \dots \dots (22)$$

und zwar um so tiefer, je größer die durch das Rad zu verarbeitende Wassermenge ist und je weniger breit man das Rad machen will.

Mit der Vermehrung der radialen Tiefe nimmt der Nutzeffekt ab, da die Lage des Schwerpunktes der Wasserfüllung in der Schaufel mehr gegen den Mittelpunkt des Rades rückt und die Eintritts- und Austrittsverluste damit wachsen.

Der Füllungsgrad  $\epsilon$  oder das Verhältnis zwischen der Wassermenge, welche ein Zellenraum aufzunehmen hat, und dem Volumen eines solchen Raumes betrage:

$$\epsilon = 0,25 \text{ bis } 0,4 \dots \dots \dots (23)$$

Hieraus ergibt sich vorbehaltlich späterer Abrundung die Radbreite  $B$  unter Berücksichtigung der Schaufeldicke, für welche ein Zuschlag von 3 bis 4% zu machen ist:

$$B = 1,035 \frac{Q}{a \cdot v_1 \cdot \epsilon} \dots \dots \dots (24)$$

$v_1$  = Geschwindigkeit im Schwerpunkt der Schaufelfüllung.

Zur entgeltigen Feststellung der Radbreite wird man auf die im Handel vorkommenden Blechgrößen Rücksicht zu nehmen haben, um nicht unnütze Abfälle zu bekommen; die Schaufeln verursachen den meisten Arbeits- und Materialaufwand.

Beispiel 1 S. 44 zeigt, dass das Gewicht der Schaufeln mit angenieteten Winkelleisen 50% vom Gesamtgewicht der Blecharbeit (Schaufeln, Felgen, Böden, Laschen) ausmacht.

Die Schaufelteilung betrage etwa

$$t = 0,35 \text{ m} \dots \dots \dots (25)$$

somit die Schaufelzahl vorläufig:

$$Z = \frac{\pi D}{0,35} \dots \dots \dots (26)$$

dieselbe ist abhängig von der Zahl der Radarme eines Systems, da die Schaufelzahl stets ein Vielfaches der Armzahl sein muß.

Eine Abweichung von dieser Regel bietet konstruktive Schwierigkeiten.

Die Anzahl der Radarme  $A$  ist abhängig von dem Effekt des Rades, im allgemeinen ist dieselbe etwas größer als bei den Überfallrädern und den Rädern mit Spannschütze zu wählen; als Anhaltspunkt möge des Verfassers Formel dienen:

$$A = \frac{\pi \times D}{1,5 + (0,1 \times D)} \dots \dots \dots (27)$$

An der Übertragung des Drehungsmoments sollen möglichst alle Arme teilnehmen, es wird dies erreicht, wenn der Radkranz genügend Steifigkeit besitzt und die Verbindung der Arme mit demselben sorgfältig ausgeführt wird.

Armquerschnitte, bei welchen der größte Teil des Materials in der neutralen Achse liegt, sowie Profile von unförmlichen Dimensionen sind zu vermeiden. (Berechnung der Wasserradarme siehe S. 30 u. ff.)

Die geringste Anzahl Arme ist gewöhnlich 6, die größte 12 für je 1 Armsystem. Weniger als 6 Arme anzuordnen ist selbst bei kleinen überschlächtigen Rädern als unkonstruktiv nicht zulässig, da bei geringem Raddurchmesser das einzelne Felgenstück einen starken Bogen aufweist und die bescheidene Ersparnis an Walzeisen beim U-Armprofil sich durch Blechverschwendung an den Kranzfelgen mehr als ausgleicht.

Die Effektverluste haben wir bereits S. 19 festgestellt; es erübrigt uns noch der beim Eintritt des Wassers in die Zellen entstehenden Kompression zu gedenken.

Da die Zellen nur gegen den eintretenden Strahl geöffnet sind, so entsteht zur Zeit der Füllung eine Kompression der in denselben enthaltenen Luft, welche den Wasserstrahl zum Teil durchbricht und Anlaß zu inneren Bewegungen und Ablenkungen giebt, welche die gute Wirkung stören, Wasserverluste herbeiführen und die Eintrittsgeschwindigkeit zu vermindern streben.

Wir werden daher auf eine mäßige Eintrittsgeschwindigkeit hingewiesen, welche eine ebenfalls mäßige Umfangsgeschwindigkeit des Rades bedingt.

Um die Kompression zu vermeiden, werden im Radboden Öffnungen zum Entweichen der Luft angeordnet. Am zweckmäßigsten erstrecken sich die Öffnungen über die ganze Breite der Schaufeln, da sie dann ziemlich eng gehalten werden können und keine oder nur geringe Wasserverluste verursachen.

In welcher Weise die Ventilation bewerkstelligt werden kann, zeigen die Skizzen S. 22, 23, 26, 52, 53.

Die Öffnungen im Radboden sichern auch ein rechtzeitiges Entleeren der Zellen beim Tauchen des Rades, doch hat die Wahl der Ventilation mit Vorsicht zu geschehen, da sie die Herstellungskosten des Motors wesentlich beeinflusst, wenn sie z. B. nach Fig. 21 genommen wird.

Die Konstruktion nach Fig. 11 ist die einfachste, erfüllt ihren Zweck vollkommen, auch wird dadurch der Radboden überflüssig, doch ist sie für breite Räder ohne Mittelkranz nicht ausführbar und nur für kleinere Kräfte geeignet.

Bei Rädern mit einem Mittelkranz verfährt man auch manchmal nach Fig. 10, indem die Luft durch die seitlichen Öffnungen im Mittelkranz aus den Zellen der einen Radhälfte in die andere übertritt. Die Schaufelkanten der beiden Radhälften sind dabei um die halbe Teilung gegeneinander zu versetzen.

Ist keine Ventilation vorhanden, so ist die Strahlbreite

$$b = B - 0,1 \text{ m bis } 0,2 \text{ m} \dots \dots \dots (28)$$

zu nehmen. Bei Rädern mit einem Mittelkranz soll die Verminderung der Strahlbreite das Doppelte betragen.

Zellenräder erhalten genügende Festigkeit, wenn man den Schaufeln und dem Radboden giebt die Dicke:

$$e = 1 + 5 \cdot a + 0,8 \cdot B \dots \dots \dots (29)$$

gewöhnlich 3,5 bis 4 mm

und den Seitenkränzen desgleichen:

$$1,6 \cdot e \text{ oder } 5 \text{ bis } 7 \text{ mm} \dots \dots \dots (30)$$

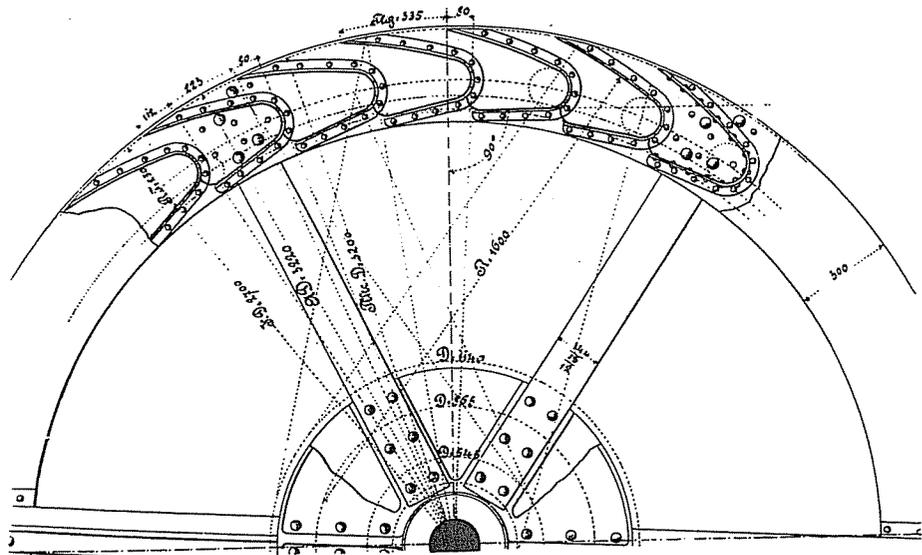


Fig. 11. Ventiliertes Zellenrad ohne Boden.

Stärke und Dichtigkeit der Blechtafeln für die Schaufeln ist niemals ganz gleich, weshalb die fertigen Schaufeln vor dem Einrieten zu verwiegen und entsprechend im Radkranz zu verteilen sind, damit das Rad ein labiles Gleichgewicht erhält.

Beim oberflächigen Rad kommt die Wirkung des Wassers durch die Schwerkraft am reinsten zum Ausdruck. Theoretisch wird bei ihm das Wasser an seinem höchsten Punkte eingeleitet und verteilt sich in die Zellen, am halben Umfang des Schaufelkranzes; es durchläuft mit dem Rad gemeinsam einen bestimmten Weg in vertikalem Sinne.

Die Gefällhöhe unterscheidet sich daher praktisch nur sehr wenig vom Durchmesser des Rades und vermindert sich um:

1. die Dicke  $h$  der Wasservorlage, welche zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit nötig, und welche, wie wir gesehen haben, nicht bedeutend ist;

2. die Bodenstärke des Zufußgerinnes und

3. den Spielraum zwischen der Unterkante des Gerinnes und dem Radkranz und zwischen letzterem und dem Unterwasserspiegel.

Letztere Größe hängt von dem veränderlichen Wasserstand ab und wäre ein zu großes Freihängen zu vermeiden, außerdem soll das Rad bei normalem Gang nicht im Unterwasser waten.

Bei der gewöhnlichen Anordnung ist das Wasser nach dem Austritt aus den Zellen genötigt, sich im Ablaufkanal umzuwenden, um seinen Lauf in ent-

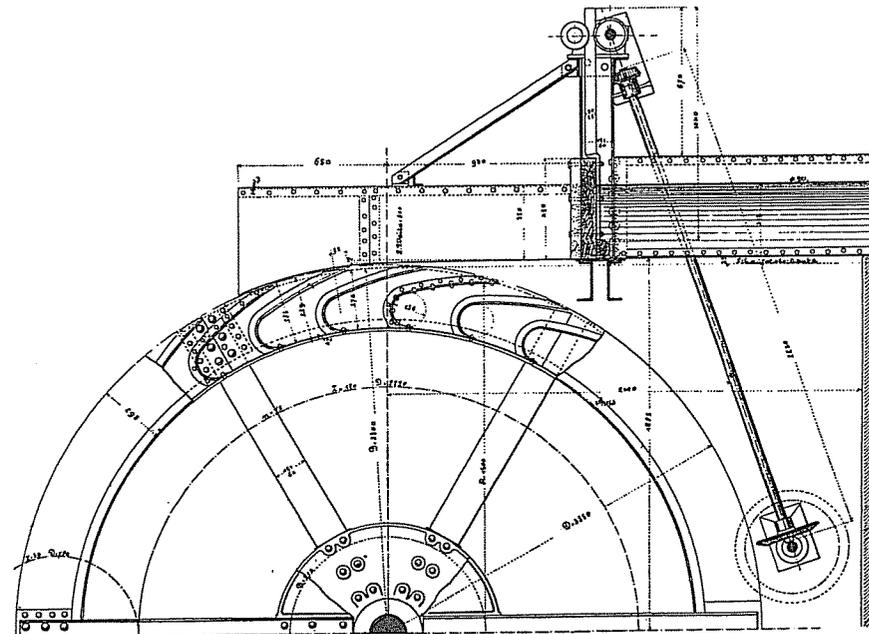


Fig. 12. Zellenrad mit Spannschütze.

gegengesetztem Sinne wieder aufnehmen zu können, hieraus ergibt sich eine nachteilige Stauung, besonders wenn das Rad wegen Hinterwasser waten.

Die Geschwindigkeit  $u$ , mit welcher das Wasser das Rad verläßt, ist gleich der Geschwindigkeit  $v_1$  im Schwerpunkt der Wasserfüllung, daher:

$$u = v_1$$

Bei den Zungeneinläufen kann die Drehung des Rades der Ablaufrichtung des Unterwassers angepaßt werden, was bei öfter eintretendem Stau vorteilhaft ist.

Die Gefällhöhe  $H$  unterscheidet sich nur wenig vom Raddurchmesser, im allgemeinen beträgt sie 3 bis 10 m oder 12 m, in Ausnahmefällen selbst 15 m. Die für die Anwendung oberflächiger Räder geeignetsten Gefälle liegen zwischen 5 und 7 m.

Die Zuflußmenge für je 1 m Radbreite wechselt im allgemeinen zwischen 100 und 250 l i. d. Sekunde.

Da das Zellenrad einen langsamen Gang erhalten muß und die Kranztiefe einen gewissen Wert nicht übersteigen soll, so wäre man bei größeren Wassermengen genötigt, dem Rade eine übermäßige Breite zu geben, dieselbe überschreitet aber selten 4 m, so daß die Grenze der Anwendung dieses Rades bei 1 cbm i. d. Sekunde liegt.

Bei beträchtlicher Breite giebt man dem Rade mehrere zwischenliegende Armkreuze und scheidet die Zellen durch Wände entsprechend ab. Die Entfernung der Scheidewände soll 1 bis 1,5 m betragen und kann nur ausnahmsweise 2 m erreichen; bei letzterer Ausdehnung müssen die Schaufelbleche mehreremal durch Stützen versteift werden.

Sämtliche Wasserräder werden partial beaufschlagt. Das überschlächte Rad weist den längsten Umfangsbogen der gespeist wird auf, seine Partialität beträgt etwa 0,5.

Der Wirkungsgrad eines gut ausgeführten überschlächtigen Wasserrads soll mindestens 70 bis 80 Prozent erreichen und unter den günstigsten Bedingungen erhält man auch etwas mehr.

Das Produkt  $Q \cdot H$  in Meter soll höchstens etwa = 6 entsprechend einer absoluten Leistung von  $N_a = 80$  Pferdekräfte sein.

#### Die Schaufelform.

Die Schaufelkurve der überschlächtigen Wasserräder ist in ziemlich engen Grenzen gewiesen. Die üblichen Normen bezüglich Anzahl und Tiefe der Radzellen haben wir bereits S. 22 u. f. festgestellt; die Form derselben hängt neben den Eintritts- und Austrittsbedingungen noch von Fabrikationsrück-sichten ab.

Der Wassereintritt hat im Scheitel des Rades zu erfolgen, zuweilen steht der Eintrittspunkt um 10 bis 15 cm davon nach rückwärts ab, doch ist letzteres nur bei kleineren Rädern zulässig, bei großen Rädern aus bereits besprochenen Rücksichten nicht ratsam.

Die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers sei wenigstens

$$c = 1,1 \times v = 1,43 \text{ bis } 1,65 \text{ m i. d. Sekunde.} \quad (31)$$

die Umfangsgeschwindigkeit  $v = 1,3$  bei kleineren und nicht über 1,50 m bei größeren Gefällen.

Die Schaufelzahl soll durch die Zahl der Radarme teilbar sein. Der Fassungsraum des Radkranzes wird durch die materielle Dicke der Schaufelbleche und Winkelleisen um ca. 3 bis 4 Prozent vermindert.

Um seitliche Wasserverluste zu vermeiden, sollen die Seitenwände mindestens 2 cm über die Schaufelkanten vorstehen. Die Zellen sind geknickt oder gebogen aus Blechen so herzustellen, daß das Wasser in denselben bald nach seinem Eintritt zur relativen Ruhe gelangt, nicht zu früh austreten kann, und auch noch genügend freier Raum (Schluckweite) für den Eintritt verbleibt.

Anhaltspunkte bieten die Schaufelformen, S. 21, 22, 26, 27, 38, 46 und 53.

In Ausnahmefällen, bei sehr hohen und breiten Rädern werden Schaufeln und Radboden aus Rücksichten der Stabilität und des Herstellungspreises aus Forchenholz angefertigt, wobei die einzelnen Bretter bei später notwendig

werdenden Auswechselungen rasch und bequem herauszunehmen sein sollen (Beispiel S. 62).

Die Schaufeln werden zur Verzögerung des Austritts mit Überdeckung ausgeführt. Diese Überdeckung betrage etwa  $\frac{1}{3} a$ .

Das Zuleitungsgerinne ist horizontal oder sehr schwach geneigt.

Die Schütze stellt man so nah als möglich ans Rad.

Das Gewicht der Wasserfüllung im Rad kann gesetzt werden:

$$G_r = \frac{\pi D \times B \times a \times \epsilon}{2} \quad \dots \dots \dots (32)$$

Werden die Größen  $\pi D$ ,  $B$  und  $a$  in Decimeter in die Formel eingesetzt, so ergibt das Resultat die Wasserbelastung in Kilogramm.

Geübte Fachleute entwerfen die Schaufelform ihrer Receptoren, seien es Räder oder Turbinen, aus freier Hand und legen nachher die Kurven durch eine gesetzmäßige Linie fest.

Die Grundsätze, nach welchen bei Zellenrädern zu verfahren ist, sind bereits angegeben worden; es mag nochmals hervorgehoben werden, daß, nachdem Radbreite, radiale Tiefe, Zellenzahl bestimmt sind, hauptsächlich auf ausreichende Schluckweite zu achten ist. Genügenden Fassungsraum des Radkranzes vorausgesetzt, darf nicht übersehen werden, daß das Wasserquantum, welches am Unterwasserspiegel auszugießen ist, auch oben eintreten kann. Die Schluckweite betrage nach erprobten Ausführungen nicht unter 8 cm, bei größeren Wassermengen nicht unter 10 cm. Der Konstrukteur hat daher den Schaufelapparat mit Rücksicht hierauf zu entwerfen bzw. Zahl und Form der Schaufeln so lange abzuändern, bis der beabsichtigte Füllungsgrad vollständig erreicht wird.

Große Schaufelzahl ist für die theoretische Nutzleistung günstig, verteuert jedoch die Herstellung des Motors und hat praktische Nachteile im Gefolge. Die Schaufelkonstruktion steht übrigens hier, wie bei allen Wasserrädern, mit den später zu behandelnden Einlaufkonstruktionen in direktem Zusammenhang; insofern ist in erster Linie darauf zu achten, die Eintrittsverluste so viel als möglich herabzuziehen. Im allgemeinen betragen die letzteren etwa die Hälfte der Gesamtverluste.

Werden die Blechtafeln, um Handarbeit zu sparen, auf Maschinen gebogen, so wird man die Zellen nach Kreisbögen formen und die Krümmung mittels einer Blechwalze herstellen. Zuerst wird der flache Bogen und dann die halbkreisförmige Biegung in kaltem Zustand aufgewalzt.

Die Zellenbleche können, um sich eines rationellen Verfahrens zu bedienen, nach folgender Regel geformt werden. (Vgl. umstehendes Schema, Fig. 13.)

Nachdem die Anzahl der Zellen bestimmt und die Schaufelteilung am Umfang des Radkreises aufgetragen ist, zieht man eine Gerade, und zwar vom Schnittpunkt der Schaufel am Kranz zum Mittelpunkt des Rades, welche den Hilfskreis  $d$  tangiert:

$$d = \frac{11}{20} a \quad \dots \dots \dots (33)$$

Der Hilfskreis im Centrum des Wasserrades mit dem Radius  $r$  wird durch die Schaufel selbst bedingt und ist ungefähr:  $2r = \frac{1}{3,5} R$  bei kleineren und  $= \frac{1}{3,3} R$  bei größeren Rädern.

$$R_1 = R - \frac{a}{2} \dots \dots \dots (34)$$

Die Konstruktion des eintretenden Wasserstrahls bzw. die Verhältnisse des Einlaufgerinnes und Vorwassers sind der Schaufel entsprechend zu machen.

Ein Stoß ist so viel als thunlich zu vermeiden, was hauptsächlich bei der Umfangsgeschwindigkeit zu berücksichtigen ist.

Krümmungen der Zellenbleche im Winkel, wie einige Schaufelschnitte erkennen lassen, erfordern ein Erwärmen der Blechtafeln und Aufbiegen von Hand über einzelne gehobelte Unterlagsformen. Letztere Arbeit verteuert die Herstellung des Wasserrades wesentlich, da die Schaufeln für sich allein, wie a. a. O. bemerkt, etwa die Hälfte an Arbeit und Material des Zellenrades darstellen.

**Berechnung der Wasserradarme.**

Um bei der Berechnung der Radarme für eiserne Wasserräder geeignete Anhaltspunkte zu gewinnen, denken wir uns den einfachsten Fall, daß ein Rad 4 Arme hat und betrachten vorerst die einwirkenden Kräfte am überschlächtigen System.

Wir nehmen an, daß das Rad im Augenblick, wo die Füllung des halben Radkranzes erfolgt ist, still stehe, und durch das Eigengewicht der Konstruktion, sowie durch das Wassergewicht, eine Beanspruchung nach den, in Fig. 14 durch die Pfeile angezeigten Richtungen stattfindet.

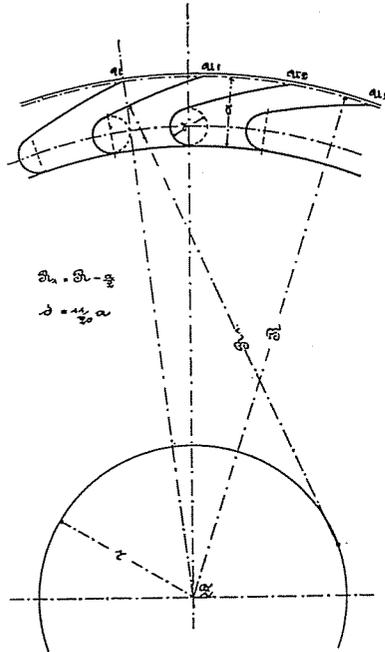


Fig. 13. Schema für die Zellenform.

Arm I wird hiernach auf Druck, die Arme II, III und IV werden auf Zug beansprucht.

Arm I dient dem ganzen System als Stütze, die Arme II bis IV können wir uns durch Spannstangen von ausreichendem Querschnitt ersetzt denken, wodurch das Ganze an Festigkeit nichts verlieren würde.

Lassen wir das Rad eine Drehung um  $\frac{1}{8}$  seines Umfanges vollziehen, so wird sich der Kräfteplan nach Fig. 15 darstellen und für Arm IV eine Änderung der Beanspruchung eintreten.

Es übernehmen nun die Arme I und IV zusammen die Funktion des Armes I. Kombiniert man beide Figuren, so ergeben sich für 8 Arme: 3 Stücke,

welche die Belastung durch rückwirkende Festigkeit vollständig tragen, 5 Stücke werden als Spannstangen dienen, und gleichzeitig die Verdrehung aufnehmen.

Bewegt sich das Rad um seine Achse, so werden die Arme in analoger Reihenfolge, wechselweise die Belastung teils ziehend, teils drückend nach dem in Fig. 15 angedeuteten Sinne aufnehmen.

Durch das langsame Umlaufen der Wasserräder ändert sich die Beanspruchung in stetiger, nahezu stoßfreier Weise, wobei der Spannungswechsel noch durch die beträchtliche, nach ein und derselben Richtung in Bewegung befindlichen Masse des ganzen Radkörpers und durch die Festigkeit der starren Verbindung der Arme mit demselben, günstig beeinflusst wird.

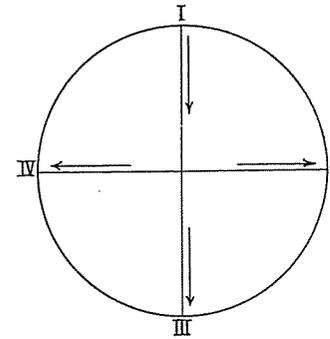


Fig. 14.

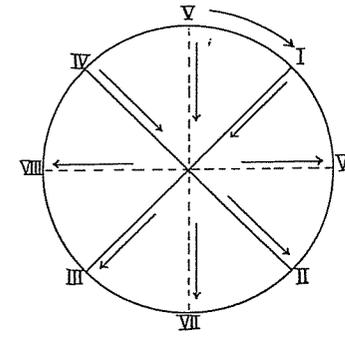


Fig. 15.

Man wird durch vorstehende Betrachtung dahin geführt, zur Bestimmung der Stärke der Arme das Verhältnis 3:5 in der Weise zur Anwendung zu bringen, daß für ein zu entwerfendes Rad dies die Grundlage bildet, nach welcher bei der Berechnung für Räder mit 7—8—9—10 und mehr Armen vorgehen ist, d. h. daß bei einem Armstern mit 8 Stück 5 Arme die gesamte biegend wirkende Umfangskraft und 3 Arme die Belastung durch Konstruktions- und Wassergewicht aufnehmen. Die Annahme, daß auf einen Arm nicht mehr als der fünfte Teil der Gesamtkraft als größte biegende Kraft kommt, scheint schon deshalb gerechtfertigt zu sein, da beim überschlächtigen Rad das Wasser auf einen großen Teil des Radumfanges verteilt ist. Bei der Festigkeit des Schaufelringes insbesondere bei Rädern mit seitlich abgeschlossnem Radkranz und der meist üblichen Vernietung der Arme mit demselben, sowie mit den Radnaben (Rosetten) ist wohl ohne weiteres vorauszusetzen, daß alle Arme in der Lage sind, die gemachte Annahme zu rechtfertigen. Bei sechs Armen ist etwa  $\frac{1}{3}$  der gesamten Umfangskraft als biegend,  $\frac{1}{2}$  der Gewichtsbelastung als ziehend bzw. drückend auf einen Arm zu rechnen. Da sich die Gesamtbelastung bei einem Wasserrade durch die symmetrische Anordnung der Maschine gleich hoch auf die angebrachten Armsysteme verteilt, so werden wir in folgendem die Rechnung nur für einen Armstern durchführen, auf welchen demzufolge ein aliquoter Teil der Gesamtbelastung entfällt.

In Hinsicht auf die Bauart der Wasserräder, d. h. der Kraftübertragung auf die Vorgelege, haben wir in vorstehendem die Wasserräder mit besonderem,

auf der Radachse aufgekeiltem Zahnrad, bei welchem der ganze Effekt vom Radumfang durch die Arme auf die Achse übertragen und von dieser durch das Zahnrad dem eingreifenden Getriebe mitgeteilt wird, in Betracht gezogen.

Wasserräder mit einem Zahnkranz, der an einem Armsystem befestigt ist und wobei nur ein Teil des Effektes durch die Arme auf die Welle übertragen und durch das den Zahnkranz tragende Armsystem zu diesem geleitet wird, während ein anderer Teil des Effektes vom Radumfang durch die mit dem Zahnkranz verbundenen Arme direkt zum Zahnkranz gelangt, sollten nach allgemeinen Anschauungen schwächere Arme und weniger kräftige Wellen erhalten. In der Praxis hat sich jedoch erwiesen, dass die ungleiche Belastung des Schaufelkranzes und die einseitige Übertragung der Arbeit eine Verdrehung des ganzen Systems hervorruft, wodurch eine ungünstige Inanspruchnahme der Armprofile erfolgt. Die dadurch auftretenden Schwankungen teilen sich der Welle mit und führen zu Lockerungen der Naben, zuweilen selbst zu Achsbrüchen. Es sollte deshalb nur bei ganz besonderen Ausnahmen diese Art der Kraftabgabe gewählt werden.

Mit Rücksicht auf die Herstellung und Verwendung gleicher Rosettenmodelle führt man auch bei Rädern nach dieser Bauart, sowie bei solchen mit mehreren Armsystemen die Arme in gleichen Dimensionen aus, und zwar nach dem stärkeren, durch Rechnung gefundenen Profil.

Der Radkranz nimmt annähernd den vollen Effekt der Wasserkraft auf, nur kann er denselben nicht in gleicher Größe wieder abgeben, weil durch Stoßwirkungen und Wasserverluste, sowie durch Reibung ein Teil der Kraft aufgezehrt wird; wir setzen deshalb in die Gleichung den absoluten maximalen Effekt ein.

#### Beispiel.

Oberschlächtiges Wasserrad 5,50 m Durchmesser; 2,20 m Breite, 5 Umdrehungen in der Minute, Effekt = 30 HP,  $v_1 = 1,45$  m in der Sekunde. Anzahl der Radarme = 8. (Vergl. Beispiele aus der Praxis S. 37.)

Das Gewicht der Konstruktionsteile beträgt = 6600 kg  
das Wassergewicht sei gesetzt = 3000 „

Totale Belastung  $P = 9600$  kg

Der Arbeitsdruck am Umfang des Rades für eine Rosette wird:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{75 \cdot Na \text{ max.}}{v_1} = \frac{75 \cdot 45}{1,45} = 1163 \text{ kg}$$

Hiervon entfallen auf einen Arm nach obigen Voraussetzungen:

$$\frac{1163}{5} = 232,6 \text{ kg}$$

Die 232 kg wirken biegend bei einer Armlänge bis zum Schwerpunkt der Last am Hebelsarm  $l = 200$  cm, und es folgt:

$$\sigma = \frac{M_b}{W} = \frac{232 \times 200}{W}$$

Bei Normal-Profil U Nr. 16, dessen Dimensionen 160/65/7 $\frac{1}{2}$  und dessen Widerstandsmoment für die  $Y Y$ -Biegungsebene  $W = 117$  beträgt, wird:

$$\sigma = \frac{232 \cdot 200}{117} = 396 \text{ kg / qcm.}$$

Die Umfangskraft ruft im Profil Nr. 16 allein schon eine Biegunspannung von rd. 400 kg auf den qcm hervor. Außerdem müssen die Arme noch das Eigengewicht der Konstruktionsteile tragen und was von dem Wassergewicht nach Abzug der vertikalen Komponenten der bereits in Rechnung gezogenen Tangentialkräfte übrig ist. —

Nun wird die größte Biegunsanstrengung im einzelnen Arm nicht gleichzeitig mit der größten Beanspruchung auf rückwirkende Festigkeit durch das Eigen- und Wassergewicht eintreten. Immerhin wird man durch Kombination eines Teils beider Beanspruchungen zu einem richtigen Bild kommen. Da sich die Gesamtbelastung auf beide Armsysteme gleichmäßig verteilt, so beträgt der Anteil für jede Radhälfte:

$$\frac{P}{2} = 4800 \text{ kg}$$

Rechnen wir für einen Arm  $\frac{1}{3}$  der Gesamtbelastung, so ergibt sich eine Zug- bzw. Druckbelastung von

$$\frac{4800}{3} = 1600 \text{ kg pro Arm}$$

und beim gewählten U Profil Nr. 16, dem ein Querschnitt

$$F = 24,1 \text{ qcm}$$

entspricht:

$$\frac{1600}{F} = \frac{1600}{24} = 66 \text{ kg per qcm}$$

Somit Gesamtbeanspruchung des Armes:

$$396 + 66 = 462 \text{ kg / qcm}$$

Die zulässige Anstrengung ist allgemein:  $\sigma = 400 \div 500 \text{ kg / qcm}$ .

Wie zu ersehen spielt die Belastung durch Eigengewicht und durch das gleichmäßig verteilt gedachte Wassergewicht für die Dimensionierung der Radarme bei weitem nicht die Rolle, als die durch Einseitigkeit der Wasserbelastung hervorgerufenen auf die Arme biegend wirkenden Umfangskräfte.

Einen genaueren Einblick über die Verteilung der Umfangskraft auf ein Armsystem unter bestimmten Verhältnissen gewähren die theoretischen Berechnungen, welche Ingenieur HERRM. SCHEVEN, s. Z. Assistent an der technischen Hochschule Stuttgart, in einer Preisschrift entwickelt und dem Verfasser freundlichst zur Verfügung gestellt hat.

Die durch Professor TEICHMANN gegebene Aufgabe lautete: Ein in der Mitte befestigtes Armkreuz von 4, 6, 8,  $n$  Armen ist an den Enden durch Bogenstücke gelenkartig verbunden und am Ende eines Armes durch eine Tangentialkraft  $Q$  belastet. Die Durchbiegung eines Armes durch eine Tangentialkraft  $T$  ist  $\alpha T$ , die Längenänderung eines Kranzstückes durch eine Längenkraft  $Z$  ist  $\beta Z$ .

Wie verteilt sich  $Q$  auf die einzelnen Arme?

Die Auflösung soll das numerische Verteilungsverhältnis für  $n = 4, 6, 8$ ,

$$\text{und für } \frac{\alpha}{\beta} = \frac{1}{5}; \frac{1}{2}; 1; 2; 5 \text{ enthalten.}$$

Der Bewerber hatte sich mit großer Ausdauer und Pünktlichkeit den mühevollen Rechnungen unterzogen, dieselben hier vollständig wiederzugeben würde über den Rahmen unserer Darstellung hinausgreifen; das Hauptergebnis findet sich nachstehend, unter Anwendung auf gerade Armzahlen, nach dem Vorgang des damaligen Referenten zusammengestellt, der die Lösung der Aufgabe als vollständig und richtig anerkannte. Die ziffermäßige Durchführung der Rechnung und ihre Anwendung auf bestimmte Armzahlen gestattet uns einen Einblick in die Beanspruchung wichtiger Konstruktionsteile, bei deren Bestimmung man bisher mit recht willkürlichen Schätzungen sich begnügte.

Im folgenden sollen die entwickelten Gleichungen, um einen Einblick in die Rechnung zu gewähren, für einen bestimmten Fall  $n=6$  ausgeführt werden, und verweisen wir bezügl. der Entwicklung der allgemein gültigen Gleichungen auf die Originalarbeit selber.

Die Last  $Q$  wird durch die tangential gerichteten Reaktionen der Arme aufgenommen, die vom belasteten Knotenpunkt angefangen mit  $T_1 \dots T_2 \dots$  bis  $T_6 \dots$  bezeichnet werden mögen. Wir haben somit die Gleichung

$$T_1 + T_2 + T_3 \dots + T_6 = Q \dots (I)$$

Um die Last von ihrem Angriffspunkt teilweise auf die übrigen Arme zu übertragen, müssen von Knotenpunkt zu Knotenpunkt, also in der Richtung der Bogensehnen, Kräfte — Spannungen der Bogenstücke — wirken, und zwar werden diese (wenn  $Q$  wie in unserer Skizze gerichtet) in der oberen Hälfte vom ersten bis zum dritten Knotenpunkt Zugkräfte, in der unteren Hälfte Druckkräfte sein.

Es wird vorausgesetzt, daß sich die Kranzstücke gegen Zug und Druck gleich verhalten, d. h. durch gleiche Kräfte gleiche

Längenänderungen, in der Richtung der Sehne gemessen, erfahren. Dann haben wir bei der vollständig symmetrischen Anordnung, wenn wir die genannten Kräfte der Reihe nach mit  $Z_1 \dots Z_2 \dots$  bis  $Z_6$  bezeichnen:

$$II \begin{cases} Z_1 = Z_6 \\ Z_2 = Z_5 \\ Z_3 = Z_4 \end{cases}$$

Es werden die Gleichgewichtsbedingungen für die einzelnen Knotenpunkte aufgestellt.

Die Kräfte  $Z$  bilden mit den Kräften  $T$  den  $\sphericalangle \frac{\pi}{6}$  gleich dem halben Centri-

winkel  $\frac{2\pi}{6}$

Wir haben also

$$1. Q - T_1 - Z_1 \cos \frac{\pi}{6} - Z_6 \cos \frac{\pi}{6} = 0$$

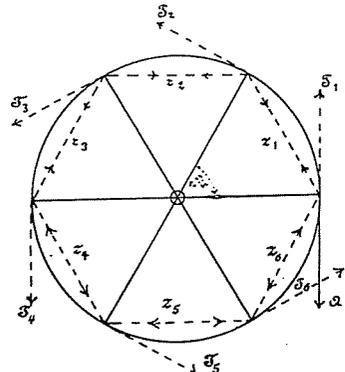


Fig. 16.

$$2. Z_1 \cos \frac{\pi}{6} - T_2 - Z_2 \cos \frac{\pi}{6} = 0$$

$$3. Z_2 \cos \frac{\pi}{6} - T_3 - Z_3 \cos \frac{\pi}{6} = 0$$

$$4. Z_3 \cos \frac{\pi}{6} - T_4 + Z_4 \cos \frac{\pi}{6} = 0$$

$$5. Z_4 \cos \frac{\pi}{6} + T_5 - Z_5 \cos \frac{\pi}{6} = 0$$

$$6. Z_5 \cos \frac{\pi}{6} + T_6 - Z_6 \cos \frac{\pi}{6} = 0$$

oder mit Berücksichtigung der Gleichungen II

$$1. T_1 = Q - 2 Z_1 \cos \frac{\pi}{6}$$

$$2. T_2 = (Z_1 - Z_2) \cos \frac{\pi}{6}$$

$$3. T_3 = (Z_2 - Z_3) \cos \frac{\pi}{6}$$

$$4. T_4 = 2 Z_3 \cos \frac{\pi}{6}$$

$$5. T_5 = (Z_2 - Z_3) \cos \frac{\pi}{6}$$

$$6. T_6 = (Z_1 - Z_2) \cos \frac{\pi}{6}$$

Aus Vergleichung der zweiten Form von Gleichung 2. mit 6. und 3. mit 5. ergibt sich

$$III \begin{cases} T_2 = T_6 \\ T_3 = T_5 \end{cases}$$

Unsere 6 unbekanntes  $T$  reduzieren sich also auf 4 und wir haben dafür die Gleichungen, um sie nochmals zusammenzustellen:

$$IV \begin{cases} T_1 = Q - 2 Z_1 \cos \frac{\pi}{6} \\ T_2 = (Z_1 - Z_2) \cos \frac{\pi}{6} \\ T_3 = (Z_2 - Z_3) \cos \frac{\pi}{6} \\ T_4 = 2 Z_3 \cos \frac{\pi}{6} \end{cases}$$

In diesen Gleichungen haben wir noch 3 unbekanntes  $Z$ , und um diese fortzubringen, suchen wir eine Beziehung zwischen den Kräften  $Z$  und  $T$ .

Betrachten wir beispielsweise den ersten Sektor. Hier sind die Armreaktionen  $T_1$  und  $T_2$ , die entsprechenden Durchbiegungen also nach der Voraussetzung  $\alpha T_1$  und  $\alpha T_2$ . Der Sektor nimmt die gestrichelte Form an, der Centriwinkel hat um

$$\frac{\alpha T}{r} - \frac{\alpha T_2}{r} = \frac{\alpha}{r} (T_1 - T_2)$$

zugenommen. Die Bogensehne hatte vor der Deformation die Länge  $s = 2r \sin \frac{\varphi}{2}$ , bei der Zunahme um einen sehr kleinen  $\Delta d\varphi$  würde sich die Zunahme der Sehnenlänge ergeben aus

$$ds = r \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi.$$

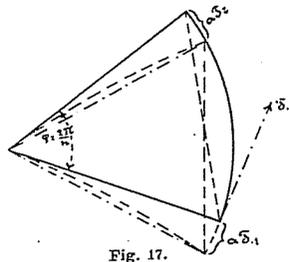


Fig. 17.

Der Deformationswinkel unseres Sektors wird dem ursprünglichen Winkel gegenüber außerordentlich klein sein und wir erhalten mit genügender Genauigkeit die Längenänderung des Bogenstückes in den Sehnen gemessen, wenn wir setzen für

$\frac{\varphi}{2} : \frac{\pi}{n}$  und für  $d\varphi : \frac{\alpha}{r} (T_1 - T_2)$ . Somit haben wir:

$$ds = r \cos \frac{\pi}{n} \frac{\alpha}{r} (T_1 - T_2) = \alpha (T_1 - T_2) \cos \frac{\pi}{n}$$

Dieser Wert muß nach Voraussetzung  $= \beta Z$  sein.

Wir haben also:

- 1.  $Z_1 = \frac{\alpha}{\beta} (T_1 - T_2) \cos \frac{\pi}{6}$
- 2.  $Z_2 = \frac{\alpha}{\beta} (T_2 - T_3) \cos \frac{\pi}{6}$
- 3.  $Z_3 = \frac{\alpha}{\beta} (T_3 - T_4) \cos \frac{\pi}{6}$
- 4.  $Z_4 = \frac{\alpha}{\beta} (T_4 - T_5) \cos \frac{\pi}{6}$   
oder mit Berücksichtigung von Gleichung III  
 $Z_4 = -Z_3$
- 5.  $Z_5 = \frac{\alpha}{\beta} (T_5 - T_6) \cos \frac{\pi}{6}$   
oder mit Berücksichtigung von Gleichung III  
 $Z_5 = -Z_2$
- 6.  $Z_6 = \frac{\alpha}{\beta} (T_6 - T_1) \cos \frac{\pi}{6}$   
oder mit Berücksichtigung von Gleichung III  
 $Z_6 = -Z_1$ .

(Daß  $Z_1$  und  $Z_4$ ,  $Z_2$  und  $Z_5$ ,  $Z_3$  und  $Z_6$  entgegengesetzte Vorzeichen haben, erklärt sich daraus, daß erstere Zug-, letztere Druckkräfte sind, während wir vorher [II] nur die absoluten Werte betrachtet hatten.)

Wenn wir die ersten 3 Gleichungen von dieser Gruppe in die Gleichung IV einführen, erhalten wir:

- 1.  $T_1 = Q - 2 \frac{\alpha}{\beta} (T_1 - T_2) \cos^2 \frac{\pi}{6}$
- 2.  $T_2 = \frac{\alpha}{\beta} (T_1 - 2 T_2 + T_3) \cos^2 \frac{\pi}{6}$
- 3.  $T_3 = \frac{\alpha}{\beta} (T_2 - 2 T_4 + T_4) \cos^2 \frac{\pi}{6}$
- 4.  $T_4 = 2 \frac{\alpha}{\beta} (T_3 - T_4) \cos^2 \frac{\pi}{6}$

Aus diesen Gleichungen lassen sich, wie leicht ersichtlich, die Werte von  $T_1$  bis  $T_4$  für bestimmte Größen von  $\frac{\alpha}{\beta}$  bestimmen. Die weiteren Entwicklungen sollen hier übergangen und nur das Resultat der ganzen Rechnung aufgeführt werden.

Es ergibt sich folgendes:

Beträgt das  $\left\{ \begin{array}{l} \text{der Steifigkeit des Kranzes} \\ \text{Verhältnis} \end{array} \right. \frac{1}{\text{zur Steifigkeit der Arme}}$   $\frac{1}{0} \quad 5 \quad 2 \quad 1 \quad 0,5 \quad 0,2 \quad 0$   
so ist das Verhältnis

	bei den Armzahlen							
der größten Armbelastung	4	0,250	0,356	0,466	0,583	0,708	0,845	1
	6	0,167	0,274	0,384	0,501	0,633	0,791	1
zur Gesamtbelastung	8	0,125	0,246	0,359	0,476	0,608	0,771	1
	bei den Armzahlen							
der größten Armbelastung	4	1	1,42	1,86	2,33	2,83	3,38	4
	6	1	1,64	2,30	3,01	3,80	4,75	6
zur mittler. Armbelastung	8	1	1,97	2,87	3,81	4,86	6,17	8

Aus der ersten senkrechten Kolonne der aufgeführten Zahlen geht hervor, daß, wenn der Kranz unendlich steif ist, alle Arme gleichviel zu tragen haben, aus der letzten Kolonne, daß, wenn der Kranz unendlich nachgiebig ist, ein Arm die ganze Last  $Q$  zu tragen hat, was auch bei einfacher Überlegung klar ist.

Greifen wir die dritte Kolonne heraus, so ist zu ersehen, daß für den Wert — Kranz doppelt so steif als die Arme — noch ein ziemlich erheblicher Teil für die Gesamtbelastung auf den einzelnen Arm kommt, bei 4 Armen etwas weniger als die Hälfte, bei 8 Armen noch immer mehr als ein Drittel. Es liegen aber die Verhältnisse bei den Wasserrädern insofern günstiger, als sich die Umfangskraft ohne weiteres je nach der Beaufschlagung auf einen mehr oder minder großen Teil des Umfangs verteilt. Die aufgestellte Tabelle giebt bei Berechnung der Wasserradarme gute Anhaltspunkte für die Schätzung.

Es dürfte sich empfehlen, für Räder mit größerem Durchmesser (etwa von 6 m ab) stärkere Armprofile zu verwenden, als man im allgemeinen zu nehmen geneigt ist, um gegen Seitenschwankungen gesichert zu sein. Kräftige Arme versteifen das Rad in wirksamer Weise und lassen Diagonalverbände meist als überflüssig erscheinen.

### Berechnen und Entwerfen überschlächtiger Wasserräder.

Erstes Beispiel:

Für eine Handlungsmühle mit automatischem Mahlverfahren — Leistung 80 Sack Weizen (à 100 kg) in 14 Stunden — woselbst eine Wassermenge  $Q$  von:

- 365 Sekl. bei Kleinwasser,
- 550 „ „ Mittelwasser und
- 750 „ „ starkem Wasserstand

während je 4 Monate des Jahres bei einem Gefälle  $H = 6,240$  m zur Verfügung steht, soll ein überschlächtiges Rad gebaut werden.

Die Lokalverhältnisse sind derart, daß die Höhenlage der Sohle des Zulaufgerinnes nicht verändert werden darf, da aus demselben noch ein weiteres älteres Rad gespeist wird. Die geringste Lichtweite der gemauerten Wasserstube beträgt = 2,80 m, worauf bezüglich der Radbreite Rücksicht genommen werden muß. Die Wassertiefe im Gerinne beträgt bei mittlerem Wasserstand  $h = 0,430$  m, die Bohlenstärke = 60 mm.

Durch Auftragen der Maße ergibt sich für die Radhöhe ein verfügbarer Raum von 5,750 m.

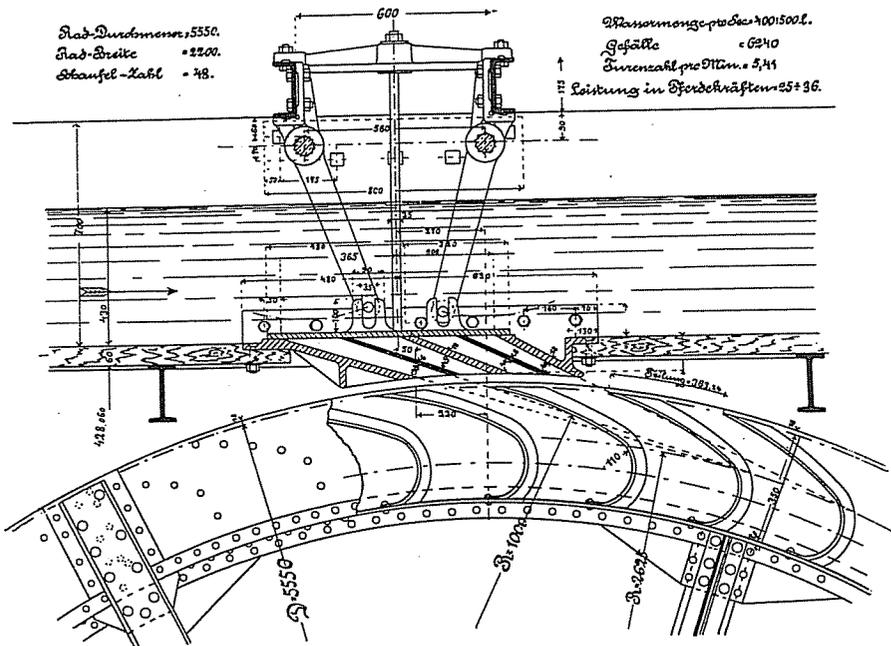


Fig. 18. Zungeneinlauf mit zwei Schiebern.

Nach Abzug des Spielraums zwischen Gerinnunterkante und Radscheitel = 10 cm und 10 cm für Freihängen legen wir den Raddurchmesser mit  $D = 5,550$  m

fest.

Die Konsumtionsfähigkeit des Rades bestimmen wir mit Rücksicht auf die wechselnden Wasserstände und den zweiten vorhandenen Motor zu  $500 \frac{L}{\text{Sek}}$  max.; können somit Kleinwasser und volles Mittelwasser mit dem neuen Rad verarbeiten, noch größeren Zufluß weisen wir dem anderen Rade zu. Wir nützen so während  $\frac{3}{4}$  des Jahres die Wasserkraft aufs sorgfältigste aus und haben auch bei stärkeren Wasserständen durch Zusammenarbeiten beider Räder auf eine gemeinschaftliche Hauptwelle, welche 64 Umgänge i. d. Minute macht, eine gute Nutzleistung zu erwarten.

Die Schaufelbreite bestimmt sich nach den Raumverhältnissen zu

$$B = 2,20 \text{ m}$$

die wir durch eine Mittelwand in zwei gleiche Hälften  $2 \times 1,10$  m abscheiden. Die radiale Tiefe wählen wir nach S. 22  $a = 0,35$  m. —

Um das Mittelwasser verarbeiten zu können und da wir in den Dimensionen beschränkt sind, muß auf größere Umfangsgeschwindigkeit gerechnet werden. Die Tourenzahl des Rades nehmen wir vorläufig zu 5,4 i. d. Minute an und erhalten

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60} = \frac{3,14 \cdot 5,55 \cdot 5,4}{60} = 1,57 \frac{m}{S}$$

über welche Größe, wenn auf einen Wirkungsgrad von 75% gerechnet wird, nicht hinauszugehen ist.

Die Schaufelzahl sei angenommen:

$$\frac{D \cdot \pi}{0,35} = \text{rd. } 50$$

wofür wir unter Berücksichtigung des Umstandes, daß das Rad nicht übermäßig teuer sein soll

$$Z = 48$$

festsetzen.

Die Anzahl der Arme ergibt sich aus:

$$A = \frac{\pi \cdot D}{1,5 + (0,1 \cdot D)} = \text{rd. } 8,5$$

Da die Schaufelzahl durch die Armzahl teilbar sein soll, nehmen wir 8 Arme und ordnen 2 Armsysteme an.

Prüfen wir nun den Füllungsgrad bei verschiedenen Beaufschlagungen.

Drittel Füllung:

Geschwindigkeit im Schwerpunkt der Schaufelfüllung  $v_1$  finden wir aus:

$$D_1 = D - 2a + \frac{a}{3} = 5550 - 700 + 117 \\ = 4967 \text{ mm}$$

und somit

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 4.967 \cdot 5,4}{60} = \frac{84,2}{60} \\ = 1,404 \frac{m}{S}$$

Wassermenge:

$$Q = v_1 \cdot B \cdot a \cdot 0,33 \cdot 0,95 \\ = 1,404 \cdot 2,2 \cdot 0,35 \cdot 0,33 \cdot 0,95 \\ = 340 \frac{L}{S}$$

Es sind hier sicherheitshalber 5% Verminderung des Fassungsraums wegen Stärke der Schaufeln, Winkeleisen und Nietköpfe in Abzug gebracht.

Halbe Füllung:

$$D_1 = D - 2a + \frac{a}{2} = 5550 - 700 + 175 \\ = 5025 \text{ mm}$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 5,025 \cdot 5,4}{60}$$

$$= 1,42 \frac{m}{s}$$

Wassermenge:

$$Q = v_1 \cdot B \cdot a \cdot 0,5 \cdot 0,95 = 1,418 \cdot 2,2 \cdot 0,35 \cdot 0,5 \cdot 0,95$$

$$= 0,5195 \text{ cbm} = \text{rd. } 520 \frac{L}{s}$$

Die Verhältnisse legen sich soweit günstig zusammen, obgleich wir nicht übersehen, daß der Füllungsgrad mit  $\frac{1}{3}$  zu groß angenommen ist; da das zweite Wasserrad jedoch bei besseren Wasserständen mitarbeitet, so rechnen wir, daß das neue Wasserrad selten in die Lage kommen dürfte, das volle Mittelwasser für sich allein aufzunehmen und es zweckmäßig erscheint, während  $\frac{2}{3}$  des Jahres beide Motoren in Gang zu setzen.

## Zungeneinlauf.

Wir ordnen aus bereits bemerkten Gründen einen Zungeneinlauf mit 4 Schlitzen (Fig. 18) an, und berechnet sich die ausfließende Wassermenge für die einzelnen Öffnungen wie folgt:

Die Druckhöhe über dem Centrum der Öffnungen beträgt  $h = 0,530$  m, die Schlitzlänge  $b$  je  $0,90$  m, und die Wassermenge  $Q = k \cdot \Sigma(b \cdot s) \sqrt{2g h}$ .  
 $s$  = lichte Weite der Schlitze.

Durch den ersten und zweiten Schlitz strömen aus:

$$Q_1 + Q_2 = 0,75 \cdot (2 \cdot 0,9 \cdot 0,045 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,045) \cdot 3,224$$

$$= 0,75 \cdot 0,523 \text{ cbm}$$

$$= 392 \text{ l i. d. Sekunde.}$$

Beim dritten und vierten Schlitz gehen unter, denselben Bedingungen hindurch:

$$Q_3 + Q_4 = 0,75 \cdot (2 \cdot 0,9 \cdot 0,04 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,04) \cdot 3,224$$

$$= 0,75 \cdot 0,464 \text{ cbm}$$

$$= 348 \text{ l i. d. Sekunde.}$$

Die Gesamtausflußmenge beträgt somit:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 740 \text{ l.}$$

Man ersieht, daß in ausreichender Weise Ausflußquerschnitt angenommen wurde, um die verlangte Beaufschlagung zu erreichen und daß schon drei Öffnungen reichlich genügen, die volle Wassermenge für das neue Rad durchzulassen.

## Verzeichnis der einzelnen Teile.

## Wasserrad.

1 Wasserradwelle aus Stahl 5,40 m lang 240—210—200 und 170 mm dick	1520 kg
3 Bodenlager mit Bronzeschalen, Sohlen und Steinschrauben (2 Stück 170 bzw. 240 und 1 Stück 200 mm Bohrung)	676 „
	Latus 2196 kg

	Transport 2196 kg	
2 gußeis. Rosetten 8armig (1 Stück 240 mm, 1 Stück 210 mm Bohrung) mit schmiedeeis. Nabenringen	1060 „	
76 Rosettenschrauben mit kon. Schaft 100 × 20 und Splinte	50 „	
Schmiedeeiserner Radkörper:		
16 Radarme U 160 mm mit angenieteten Strebenköpfen	} 3870 „	
2 Seitenkränze à 6 Segmente aus 6 mm Blech		
16 Bodenstücke 4 mm Blech, 16 Tragwinkel 100 × 50 × 10		
32 Stützstreben 75 × 55 × 9		
8 Zugstreben 75 × 55 × 9 von einer Rosette zur anderen		
14 Laschen 80 × 12		
16 Beilagen an den Zugstreben 76 × 10		
96 Blehschaufeln 1,10 m lang, 3 $\frac{1}{2}$ mm dick mit angenieteten Winkleisen		2730 „
50 Schrauben		12 „
		9918 kg

## Getriebe.

1 Stirnrad 140 E. Z. 3,080 m Dtr. 2teilig verschraubt, 190 mm Zahnbreite, 69,12 mm Teilung, 200 mm Nabenbohrung Schrauben und 2 Keile	} 1750 kg
2 schmiedeeis. Nabenringe	
1 Stirntrieb 35 E. Z. 0,770 m Durchmesser, 130 mm Bohrung mit 1 Keil	285 „
(Übersetzungsverhältnis 1:4)	
1 konisches Rad, 120 Holzkommen, 2,052 m Durchmesser, 150 mm Breite, 53,78 mm Teilung, 130 mm Bohrung	660 „
1 konischer Trieb 40 E. Z. 0,688 m Durchmesser, 53,88 mm Teilung, 110 mm Bohrung mit angegossener Ausrückgriffe, Metallmutter und Spindel	185 „
(Übersetzungsverhältnis 1:3)	
1 Vorgelegewelle 1580 mm lang, 130 mm dick, mit 2 eingedrehten Lagerzapfen 110 mm dick	145 „
1 Bodenlager mit Bronzeschalen, 110 mm Bohrung mit Sohle und Steinschrauben	118 „
1 Winkelschleife mit 2 Bodenlagern mit Bronzeschalen 110 und 90 mm Bohrung	} 200 „
3 Steinschrauben dazu	
	3343 kg

(Geschwindigkeit der liegenden Hauptwelle in der Mühle = 64 Umdr. i. d. Minute wie vorgeschrieben.)

1 kompletter Zungen-Reguliereinlauf mit 2 Schiebern, Bewegungsgetriebe und Rahmen zum Anschluß an das hölzerne Gerinne	1795 kg
--	---------

## Zweites Beispiel.

**Oberschlächtiges eisernes Wasserrad zum Betrieb einer Uhrfederfabrik.**

(Tafel III und IV.)

Wassermenge  $Q = 0,270 - 0,380$  cbm i. d. Sek.Gefälle  $H = 4,250$  mNutzleistung  $N_n = 11,5 - 16$  HP.

Dem Rad wird durch eine 700 mm lichtweite Rohrleitung unter dem Erdboden (die örtlichen Verhältnisse gestatten keinen offenen Kanal) das Wasser zugeführt. Unmittelbar am Wasserhaus steigt die Leitung senkrecht mit konisch erweitertem Anschluß zu einem eisernen Sammelbehälter, in welchem der Oberwasserspiegel beinahe die Wehrhöhe erreicht.

Der Gefällverlust beträgt nur wenige Centimeter, da der Auftrieb infolge der Eintrittsgeschwindigkeit die Reibungsverluste fast vollständig ausgleicht. Der Raddurchmesser ergibt sich nach Maßgabe der verfügbaren Höhe zu

$$D = 3,80 \text{ m}$$

$$B = 2,00 \text{ m}$$

$$a = 0,325 \text{ m}$$

$$n = 6\frac{2}{3}$$

die Radbreite sei  
die radiale Schaufeltiefe wählen wir  
und die Umdrehungszahl i. d. Minute zu

Hieraus berechnet sich die Geschwindigkeit am Umfang des Rades i. d. Sekunde zu:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 3,8 \cdot 6,66}{60} = 1,325 \text{ m}$$

welche wir unverändert beibehalten können.

Das Rad verarbeitet bei ein Drittel Füllung:

Radkreis im Schwerpunkt der Wasserfüllung wird:

$$D_1 = D - 2a + \frac{a}{3} = 3,8 - 2 \cdot 0,325 + \frac{0,325}{3} = 3,258 \text{ m.}$$

Die Geschwindigkeit in diesem Punkt:

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 3,258 \cdot 6,66}{60} = 1,137 \text{ m/S.}$$

Die Konsumtionsfähigkeit ergibt sich:

$$Q = v_1 \cdot B \cdot a \cdot 0,33 \cdot 0,95 = 1,137 \cdot 2 \cdot 0,325 \cdot 0,33 \cdot 0,95 = 0,232 \frac{\text{cbm}}{\text{Sek.}}$$

Nutzeffekt: rd. 10 Pferdekkräfte.

Beim Maximum der Wassermenge wird der Füllungsgrad die Größe 0,5 erreichen, da hierbei jedoch die Geschwindigkeit des Rades gesteigert werden kann (es sind 7 Umdrehungen i. d. Minute wohl zulässig), so behalten wir die angenommenen Raddimensionen bei.

## Die Räderübersetzung.

Bei der Übertragung der Kraft auf die Haupttransmission nehmen wir als erstes Hauptgetriebe:

- 1 Stirnrad auf der Wasserradwelle 140 E. Z. 2,585 m Durchmesser, 170 mm Zahnbreite, 58 mm Teilung,
- 1 Trieb dazu 36 E. Z. 0,664 m Durchmesser, 120 mm Bohrung;

als zweite Übersetzung und für das Riemenvorgelege:

1 konisches Rad mit 120 HK. 125 mm Kammenbreite, 53,7 mm Teilung, 2,041 m Durchmesser,

1 konischer Trieb 36 E. Z. 130 mm Zahnbreite, 615 mm Dtr.

1 schmiedeeiserne Riemenscheibe auf der zweiten Vorgelegewelle: 1,80 m Durchmesser, 230 mm Breite,

die Gegenscheibe 0,86 m Durchmesser, 230 mm Breite,

die Tourenzahlen bei  $6\frac{2}{3}$  Umdrehungen am Wasserrad sind:

$$\frac{6,66 \cdot 140}{36} = \text{rd. } 26 \text{ am ersten Vorgelege,}$$

$$\frac{26 \cdot 120}{36} = \text{rd. } 86 \text{ am zweiten Vorgelege.}$$

Geschwindigkeit der Transmission:

$$\frac{86 \cdot 1,80}{0,86} = 180 \text{ Umdrehungen in der Minute.}$$

Als nächstes Beispiel wählen wir ein Lokal mit hohem Gefälle und schwachem Zufluß, um die Gesichtspunkte, welche unter solchen Verhältnissen maßgebend sind, darzulegen.

## Drittes Beispiel:

Oberschlächtiges Rad zum Betrieb einer Mühle mit 3 Gängen, 1 doppelten Schrotwalzenstuhl, 1 Porzellanwalzenstuhl und den Nebenapparaten.

Wassermenge:  $Q = 40 - 80$  l i. d. Sekunde.

Gefälle:  $H = 9,70$  m.

Leistung:  $N_n = 4 - 8$  Pferdekkräfte.

Der Raddurchmesser wird:  $D = 9,20$  m.

Die Radbreite:  $B = 1,00$  m.

Tourenzahl:  $n = 2,5$  i. d. Minute.

Umfangsgeschwindigkeit:  $v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 9,2 \cdot 2,5}{60} = 1,204 \text{ m/s.}$

Mit Rücksicht auf die kleine Wassermenge und höchste Ausnützung der Kraft ist eine geringe Radgeschwindigkeit geboten.

Die radiale Tiefe sei:  $a = 0,240$  m

die Schaufelzahl:  $Z = 70$

Anzahl der Arme:  $A = 2 \cdot 10 = 20$ .

Das Rad verarbeitet bei Drittel-Füllung:

$$D_1 = D - 2 \cdot a + \frac{a}{3} = 9,20 - 2 \cdot 0,24 + \frac{0,24}{3} = 8,80 \text{ m}$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = 1,152 \frac{\text{m}}{\text{S}}$$

$$Q = v_1 \cdot B \cdot a \cdot 0,33 \cdot 0,95 = 1,152 \cdot 1 \cdot 0,240 \cdot 0,33 \cdot 0,95 = 0,0875 \text{ cbm} = 85 - 90 \text{ Sekundenliter.}$$

Die Radbreite könnte noch etwas vermindert werden, ohne den Effekt des Rades herabzuziehen, da der Mühlenbesitzer jedoch die Anlage eines Stau-

weihers beabsichtigt, wodurch zu Zeiten auch mit stärkerem Zufluß gearbeitet wird und die Stabilität des Rades bei der beträchtlichen Höhe durch die größere Breite gewinnt, so belassen wir die angenommene Schauffellänge.

Die Herstellung eines eisernen Wasserrades in vorliegenden Dimensionen würde sehr teuer sein und in keinem Verhältnis zu der schwachen Leistung stehen, so daß die Ausführung in Holz empfehlenswerter ist. Um den Vorteil des besseren Effekts jedoch nicht zu verlieren, sind die Schaufeln aus Blech ausgeführt. Es mag dieses Beispiel für ähnliche Verhältnisse als Vorlage gelten, wenn mit Rücksicht auf das verfügbare Anlagekapital ein bescheidener Aufwand geboten erscheint.

Das Gewicht der 70 Blechschauflern 3 mm dick, mit angenieteten Winkel-eisen, betrug 1340 kg.

Ferner waren notwendig für die Befestigung der Schaufeln am Radboden und an den Felgen:

- 500 Stück Maschinenschrauben 55 × 10,
- 500 Unterlagscheiben 26 × 10,
- 850 Maschinenschrauben 75 × 10,
- 850 Unterlagscheiben hierzu;

sowie für die Verbindung der hölzernen Arme mit der Radwelle:

- 2 Wasserradrosetten aus Gußeisen, 10armig, } Gewicht 850 kg.
- Bohrung 200 und 180 mm
- 4 Nabenringe, 4 Keile,
- 20 Platten aus Schmiedeeisen,
- 40 Schrauben und Muttern

### Zweiter Abschnitt.

#### Die überschlächtigen Wasserräder.

Beispiele aus der Praxis.

Erstes Beispiel.

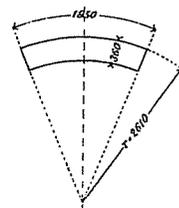
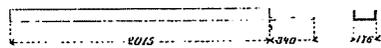
##### Oberschlächtiges Wasserrad zum Betrieb eines Sägewerkes.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 0,550$ cbm
Gefälle	$H = 5,720$ m
Raddurchmesser	$D = 5,200$ "
Radbreite im Lichten	$B = 2 \times 1,30 = 2,600$ "
Schauffeltiefe	$a = 0,350$ "
Umgangszahl i. d. Minute	$n = 5,5$
Schauffelzahl	$Z = 48$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,480$ m
Wassergeschwindigkeit im Schwerpunkt der Schauffelfüllung	$v_1 = 1,40$ "
Füllungsgrad $\frac{Q}{abv_1} + 3\%$ Zuschlag für die Schauffeldicke	$\epsilon = 0,45$ "
Freihängen	$x = 0,090$ "
Nutzleistung in Pferdekräften	$N_n = 30$ HP.

#### Zungeneinlauf.

Zahl der Öffnungen	$= 4$
Länge der Öffnungen im Lichten	$b_1 = 2 \times 1 \text{ m} = 2,0$ m
Normale Weite	39—39—37—34 mm
Druckhöhe über dem Centrum der Öffnungen	$= 0,470$ "
Theoretische Ausflußgeschwindigkeit i. d. Sek.	$c = 3,0$ "
Ausflußkoeffizient	$k_c = 0,7$ "
Wassermenge i. d. Sek.	$Q_1 = 0,625$ cbm

#### Verzeichnis der einzelnen Teile.

96 Schaufeln 740 × 1300 × 3,5 mm mit angenieteten Winkel-eisen,		2973 kg
192 Stück, 680 mm lang, 35 × 35 × 6 mm		
16 Bodenbleche 1314 × 1805 × 3,5 mm		1171 "
32 Felgenbleche		1712 "
4 Ringe je 4,5 Dchm. zus. = 56,6 m		
16 Arme 2355 mm lang U 176 × 72 × 9 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>		
8 do.		1502 "
8 Winkelaschen		
4 Diagonalverbände aus L und flach mit Blechlaschen, 8 Streben U,		
4 Rosettenverbindungen, 96 L, 16 Winkel L, 16 Platten		527 "
32 Laschen in die Arme 380 × 148 × 10		107 "
96 Verbindungen Z in die Schaufeln 200 mm lang, 45 × 4,5		245 "
6000 Nieten, die am Platze geschlagen werden müssen		
52 Schrauben zu den Streben		24 "
		<hr/> 8261 kg

In welcher Weise bei der Wahl der Stärkeverhältnisse beim Entwerfen eines neuen Rades vorzugehen ist, zeigt folgender Prozentsatz:

Gewicht der Schaufeln = 50 %	} vom Gesamtgewicht der Schaufeln, Felgen, Böden, Laschen.	
" " Böden = 20 %		
" " Felgen = 20 %		
" " Laschen = 5 %		
1 Wasserradwelle aus Manganstahl, 5,20 m lang, 220, 270, 230 und 220 mm dick		1561 kg
3 Rosetten 8 armig mit schmiedeeisernen Nabenringen, 6 Stahlkeile		1654 "
2 Wasserradlager mit Broneschalen 172 mm Bohrung u. Untersätze		957 "
1 do. do. 200 mm Bohrung.		
		<hr/> 4172 kg
Gesamtgewicht des Rades = 12433 "		

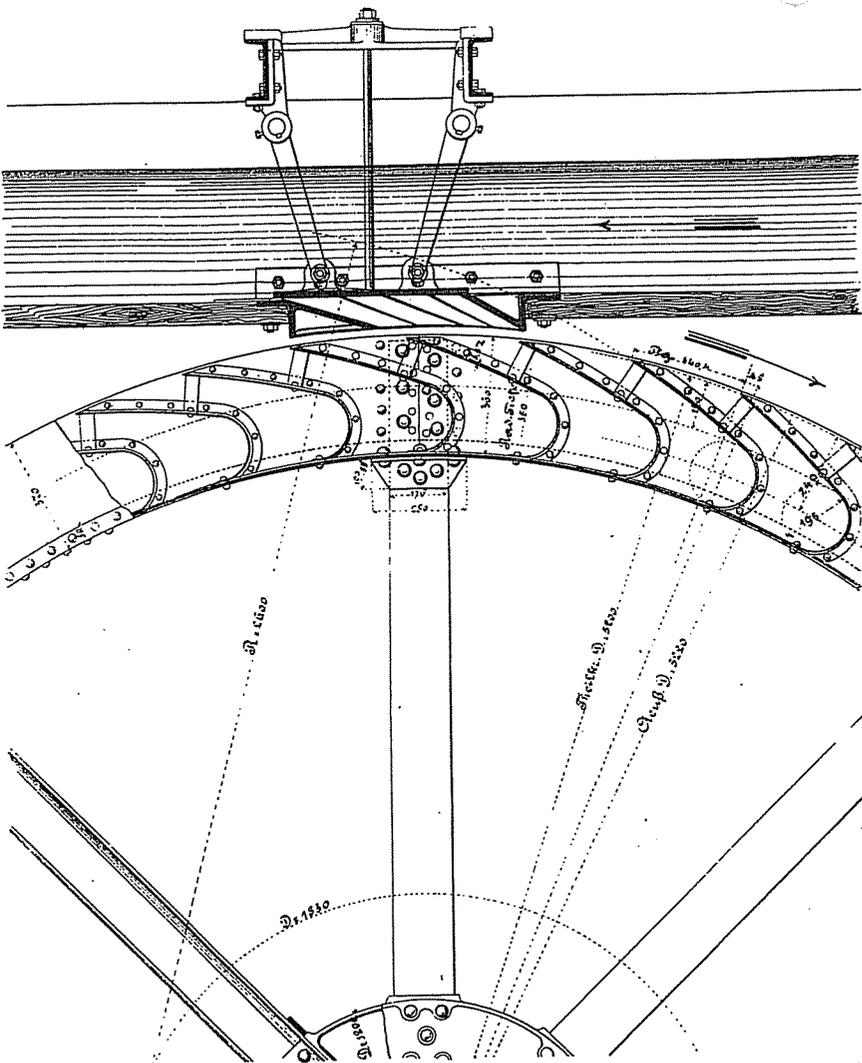


Fig. 19. Erstes Beispiel: Schaufelschnitt und Zungeneinlauf.

Zungeneinlauf mit eingieteten Blechzungen (Fig. 19)	631 kg
2 Schieber, 3 Achsen, 2 Zahnsegmente, 5 Traversen, 1 Steuerrad, div. Schrauben	641 „
2 Balken U mit 6 Ohrenlagern	278 „
	1550 kg
Gewicht der Wasserfüllung	$G_w = 3000$ kg
„ des Stirnrades 160 E. Z.	
Dtr. = 3,440 m, B = 230 mm t = 67,54 mm	$G_r = 2204$ „

Zahndruck vertikal aufwärts wirkend

$$P = \frac{75 \cdot N}{\pi \cdot 3,44 \cdot \frac{5,5}{60}} = \frac{75 \cdot 30}{0,99} = 2277 \text{ kg}$$

**Kraftmessung.**

## Bericht

über die in der Sägmühle „Völmles-Mühle“ des Herrn H. Böcking in Schernbach ausgeführten Messungen der Wasserkraft und der Leistung zweier Bundgatter und einer Schwartensäge.

Erstattet von C. SCHMIDT, Professor in Stuttgart.

Die Messungen wurden vorgenommen von den Herren Professor TEICHMANN, Maschinenfabrikant MÜLLER und Professor SCHMIDT unter Beihilfe von 4 Schülern der K. Baugewerkschule Stuttgart.

Zweck der Messungen war die Feststellung des Effektverbrauchs der beiden Bundgatter und der Nachweis, daß das Wasserrad bei 550 Liter Wasserverbrauch i. d. Sekunde einen Nutzeffekt von 30 Pferdestärken leiste.

Es wurde deshalb je mit 1 Gatter gearbeitet und gleichzeitig einerseits die Leistung an Schnittfläche, andererseits der Wasserverbrauch und das Gefälle bestimmt und hierauf mit möglichst demselben Wasserzufluß der Effekt des Rades mittels einer auf der Haupttransmission angebrachten Bremse gemessen, wobei der Wasserverbrauch und das Gefälle gleichfalls ermittelt wurden.

Schließlich folgten einige Bremsversuche mit der ganzen vorhandenen Wassermenge, ein Sägeversuch mit der Schwartensäge und ein Versuch mit dem Leerlauf der Transmission.

Die Verteilung der Arbeit erfolgte in der Weise, daß die Herren TEICHMANN und MÜLLER mit 2 Schülern die Messung der Wassermenge und des Gefälls, Herr SCHMIDT mit 2 Schülern die Messung der Leistungen der Gatter und der gebremsten Effekte ausführten.

Die Endresultate der Messungen sind in der Tabelle S. 49 zusammengestellt. — Zur Tabelle ist zu bemerken:

Spalte 1 und 2 enthalten der Zeitfolge nach die einzelnen Versuche für die Wassermessungen, welche mit denjenigen an den Gattern und an der Bremse (Spalte 10) korrespondieren. In Spalte 3 ist die mittels des WOLTMANNschen Flügels im Oberkanal gemessene, verbrauchte Wassermenge, in Spalte 4 das Gefälle vom Oberwasserspiegel bis zum tiefsten Punkt des Rades eingetragen. Die hieraus sich ergebenden Werte des Bruttoeffekts des verbrauchten Wassers enthält die Spalte 5. — Der jeweilige, durch Bremsung ermittelte Effekt (Versuche III, IX, X, XIa und XIb) in Pferdestärken steht in Spalte 6. Addiert man hierzu den aus Versuch VIII, aus dem Radgewicht und aus den Dimensionen der Wellzapfen als wahrscheinlich berechneten Effekt mit 2,9 Pferden, welchen die Transmission vom Wasserrad zur Bremse verbraucht, so ergeben sich die Nutzeffekte des Wasserrads beim Bremsen, wie in Spalte 7 angegeben.

Das Verhältnis dieser Nutzeffekte zu den entsprechenden Bruttoeffekten ergibt den Anhaltspunkt zur Ermittlung des Effektverbrauchs der Gatter aus den beim Sägen wirksamen Wassermengen und Gefällen. Berechnet man nämlich

aus den Werten der Spalten 5 und 7 das Verhältnis des Nutzeffekts zum Bruttoeffekt in Prozenten (Spalte 8) und nimmt aus diesen Verhältnissen den Mittelwert, so ergibt sich das durchschnittliche Verhältnis 75,1.

Nun folgen aus den Bruttoeffekten der beim Sägen verbrauchten Wassermengen die beim Sägen vom Wasserrad geleisteten Nutzeffekte (Spalte 9).

Hiervon den von der Transmission verbrauchten Effekt mit 2,9 Pferden wieder abgezogen, ergeben sich die Effektverbrauche der Gatter (Spalte 10). Die Ergebnisse der Leistungen der Gatter an Schnittfläche und die Geschwindigkeitsverhältnisse sind aus den Spalten 12 bis 14 ersichtlich. Die Werte der Spalte 15, Effektverbrauch pro 1 qm (in Quadratmeter) minutlicher Schnittfläche, sollen das Verhältnis des Kraftverbrauchs zur Leistung an Schnittfläche noch anschaulicher machen.

Zu den Werten in Spalte 6 und 7 ist zu bemerken: Versuch XIa zeigt unmittelbar, daß das Rad bei 550 Liter reichlich 30 Pferde an die Transmission abgibt. Sogar an der Bremse sind noch reichlich 30 Pferde gemessen worden.

Was den Effektverbrauch der Bundgatter betrifft, so erscheinen die absoluten Werte pro 1 qm minutlicher Schnittfläche (Spalte 15) besonders bei den Versuchen IV, V, VI ungewöhnlich hoch gegenüber den Werten bei Versuch I und II und gegenüber den sonst als üblich angenommenen Werten.

Sie finden ihre Erklärung nur teilweise in dem zu Anfang der Versuche etwas zu schlaff gewesenen Betriebsriemen, wo durch Riemenrutschen ein Effektverlust stattgefunden haben mag.

Hauptsächlich rühren diese großen Zahlen her von den ungewöhnlich hohen Hubzahlen und noch besonders von der Wahl des kleinen Vorschubs. Es zeigt dies der Vergleich mit den Versuchen I und II wie auch mit VIII. — Bei I und II, wo nach meiner Anordnung der nahezu höchste zulässige Vorschub gegeben wurde, beträgt der Effektverbrauch pro 1 qm minutlicher Schnittfläche nur etwas mehr als die Hälfte desjenigen, welchen der Erbauer des kleinen Gatters bei Versuch IV mit kleinem Vorschub gebraucht hat. Die Versuche V und VI lassen sich mit den anderen weniger direkt vergleichen, wegen der größeren Sägendicke und Blockhöhe. Doch ist auch hier als sicher anzunehmen, daß ein größerer Vorschub bei kleinerer Hubzahl bessere Resultate ergeben hätte. Man sollte, soweit es die Rücksicht auf die Feinheit des Schnittes erlaubt, den Vorschub stets so groß als möglich nehmen und mit der Hubzahl auf einer Grenze bleiben, welche durch die vorhandene Betriebskraft gezogen ist, statt umgekehrt.

Das kleine Gatter verbraucht z. B. für den Leergang allein:

bei den Hubzahlen 187	Versuch I und II	4	Pferde		
" " "	207	"	IV	6	"
" " "	230	"	wie geplant	8,8	"

Beim großen Gatter stellt sich eine analoge Rechnung wie folgt:

bei den Hubzahlen 147	Versuch V und IV	5,5	Pferde		
" " "	159	"	VIII	7,3	"
" " "	184	"	wie geplant	12,0	"

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.
Nummer des Versuchs	Zeit von bis	Wasserverbrauch i. d. Sekunde Liter	Gemühe m	Bruttoeffekt des Wassers Pferde	Effekt Gebenst Pferde	Nutzeffekt des Rades beim Sägen Pferde	Wirkungsgrad %	Nutzeffekt beim Sägen Pferde	Effektverbrauch der Gatter Pferde	Mittlere Hubzahl des Gatters i. d. Minute	Mittlere Vorschubhöhe i. d. Minute mm	Mittlerer Vorschub pro Hub mm	Schnittfläche i. d. Minute qm	Effektverbrauch pro Schnittfläche 1 qm minutl. Pferde	Bemerkungen
I	11 <sup>h</sup> 27' — 11 <sup>h</sup> 40'	408	5,756	31,3	—	—	—	23,5	20,6	187,3	480	2,56	1,62	13,7	Kleines Gatter. Geschnitten: 4 gesägte Blöcke von 290 mm Höhe, von 420, 290, 370, 340 mm mitlerem Durchmesser.
II	11 <sup>h</sup> 57' — 12 <sup>h</sup> 12'	463	5,777	35,7	—	—	—	26,8	23,9	187,3	480	2,56	1,62	13,7	Länge der Blöcke 450 mm. Vorschub 7 mm genommen 15 bis 18 Sägen in Arbeit.
III	12 <sup>h</sup> 39' — 12 <sup>h</sup> 52'	506	5,786	39,0	26,35	29,25	75,0	—	—	—	—	—	—	—	Bremse.
IV	2 <sup>h</sup> 18' — 2 <sup>h</sup> 30'	519	5,776	40,0	—	—	—	30,0	27,1	207	243	1,17	1,16	23,4	Kleines Gatter. Geschnitten: 1 gesägmter Block von 290 mm Höhe, 470 mm Durchmesser. Vorschub klein genommen 18 Sägen in Arbeit.
V	3 <sup>h</sup> 4' — 3 <sup>h</sup> 15'	609	5,748	46,7	—	—	—	35,1	32,2	146,9	100	0,68	0,916	35	Großes Gatter. Geschnitten: 1 ungesägmter Block von 560 mm mitlerer Durchmesser. 20 Sägen in Arbeit.
VI	3 <sup>h</sup> 42' — 4 <sup>h</sup> 9'	576	5,761	44,2	—	—	—	33,2	30,3	146,7	90	0,613	0,825	36,6	Großes Gatter. Geschnitten: 1 Block wie der letzte. Arbeit wird unterbrochen, um den Riemen zu verkürzen.
VII	4 <sup>h</sup> 59' — 5 <sup>h</sup> 19'	554	5,798	42,8	27,9	30,8	72,0	—	—	—	—	—	—	—	Bremse.
VIII	5 <sup>h</sup> 52' — 6 <sup>h</sup> 13'	420	5,748	32,2	—	—	—	24,2	21,3	159	294	1,85	1,1	19,4	Großes Gatter. Geschnitten: 2 gesägmte Blöcke von 290 mm Höhe.
IX	6 <sup>h</sup> 25' — 6 <sup>h</sup> 44'	448	5,774	34,5	22,2	25,0	72,8	—	—	—	—	—	—	—	Bremse.
X	10 <sup>h</sup> 10' — 10 <sup>h</sup> 24'	600	5,658	45,3	31,3	34,2	76,5	—	—	—	—	—	—	—	Bremse.
XI a	10 <sup>h</sup> 40' — 10 <sup>h</sup> 55'	553	5,821	42,9	30,3	33,2	77,4	—	—	—	—	—	—	—	Bremse.
XI b	10 <sup>h</sup> 56' — 11 <sup>h</sup> 13'	576	5,816	44,6	31,8	34,7	77,9	—	—	—	—	—	—	—	Bremse.
XII	12 <sup>h</sup> 36' — 12 <sup>h</sup> 52'	173	5,695	13,1	—	—	—	9,8	6,9	300 (?)	500	1,67(?)	0,2	34,5	Schwarzenstege. Geschnitten: 6 Schwarten von ca. 240 mm Breite und 45–60 mm Dicke. 2–4 Blätter in Arbeit.
XIII	1 <sup>h</sup> 10' — 1 <sup>h</sup> 18'	59,6	5,730	4,55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Leergang.

Ferner steigt der Effektverbrauch pro 1 qm Schnittfläche, welcher für das Schneiden allein erforderlich ist mit abnehmendem Vorschub, weil das Material zu feineren Spänen verarbeitet wird.

Eine Verkleinerung der Hubzahlen der Gatter würde, da eine Verminderung der Radgeschwindigkeit bei der jetzt schon ziemlich starken Füllung der Radzellen nicht wohl angeht, sich bei beiden Bundgattern am einfachsten ausführen lassen durch Auswechseln der Betriebsriemenscheiben auf der Haupttransmissionswelle gegen solche von kleinerem Durchmesser.

Ein weiterer Grund für die absolute Höhe der für beide Hauptgatter erforderlichen Betriebskräfte liegt in der Wahl der etwas großen Sägendicke. Beim kleinen Gatter würde ich eine Sägendicke von 1,5 mm statt 2 mm für angemessen halten. Der höchst mögliche Vorschub würde sich dann für Blöcke von 290 mm Höhe ergeben zu 2 mm pro Hub, die minutliche Schnittfläche bei einer Hubzahl von 187 zu 1,5 qm, der Effektbedarf zu 15 Pferden, d. h. pro 1 qm minutlicher Schnittfläche zu 10 Pferden (Blöcke von 420 mm Durchmesser vorausgesetzt).

Auch beim großen Gatter würde eine geringere Sägendicke kleinere Betriebskräfte erfordern.

Anmerkung d. Verfassers: Die bei vorstehenden Versuchen angewendete TEICHMANNsche Methode der Wassermessung für rechteckige Profile braucht zur Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit nur die Messung in 4 bestimmten Punkten desselben, und beruht auf der Annahme, daß die Abnahme der Wassergeschwindigkeit von oben nach unten und von der Mitte nach beiden Ufern hin nach dem Parabelgesetz erfolge. Die mittlere Geschwindigkeit ergibt sich dann als arithmetisches Mittel aus den vier gemessenen Geschwindigkeiten. (Siehe Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure.)

### Zweites Beispiel.

#### Oberschlächtiges Rad mit Ventilationsöffnungen nach innen für eine Kunstmühle.

(Fig. 20 und 21.)

Wassermenge sehr veränderlich	$Q_{max.} = 0,800$ cbm i. d. Sek.
Gefälle	$H = 3,180$ m
Raddurchmesser	$D = 2,800$ „
Radbreite im Lichten	$B = 2 \times 2,0 = 4,000$ „
Radiale Tiefe	$a = 0,350$ „
Schaufelzahl	$Z = 24$
Umgangszahl i. d. Minute	$n = 8$ bis 9
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,320$ m
Schaufelteilung	$t = 0,2995$ „
Füllungsgrad $\frac{Q}{a \cdot b \cdot v} + 3\%$ Zuschlag	$\epsilon = 0,45$
Freihängen	$x = 0,030$ m
Nutzleistung in Pferdestärken	$N_n = 24$
Gewicht der Wasserfüllung im Rad	
$\frac{40 \cdot 28 \cdot 3,14 \cdot 3,5 \cdot 0,45}{2}$	rd. = 2770 kg

### Zungeneinlauf.

Zahl der Öffnungen	= 4
Länge der Öffnungen im Lichten	$2 \times 1,720 = 3,440$ m
Normale Weiten	= 45 mm
Druckhöhe über den Öffnungen	$h = 0,410$ m
Theoretische Ausflußgeschwindigkeit	$c = 2,836$ m i. d. Sek.
Ausflußkoeffizient	$k = 0,67$
Wassermenge	$Q_1 = 1200$ l i. d. Sek.

### Verzeichnis der einzelnen Teile des Rades S. 52 u. 53.

	Gewichte
1 Wasserradwelle aus Feinkorneisen	2100 kg
1 gußeiserne Armrosette links mit Stahlkeilen	1987 „
1 „ „ rechts „ „	
1 „ „ Mitte „ „	
Schmiedeeiserner Radkörper bestehend in:	
2 Rädern à 2 m Breite, à 24 Schaufeln samt Laschen, Überplattungen, Nieten, Ventilations-einrichtung	5368 „
2 Wasserradlager mit Bronzeschalen u. Sohlen	562 „
4 Steinschrauben	
1 Stirnrad 109 E. Z. auf der Wasserradwelle	1118 „
1 Trieb 60 E. Z. auf der Vorgelegwelle	461 „

### Zungeneinlauf.

1 Rahmen mit eingienieteten Blechzungen und 2 Schiebern	587 „
4 Zahnstangen, 4 Triebe	
Regulierungsgetrieb	354 „

Bei einem Versuch mit dem Zungeneinlauf war von den vier Einlaufschlitzen einer von 45 mm Weite ganz und einer teilweise geöffnet, die offene Weite des letzteren betrug verglichen: = 19 mm  
die Gesamtbreite der beiden Öffnungen = 3,440 m

Die Kontraktion war bei dem ganz geöffneten Schlitz unvollständig, bei dem halboffenen vollständig, der Wasserstand über der Öffnung betrug  $h = 0,370$  m dementsprechend die vom Rade verbrauchte Wassermenge i. d. Sekunde:

$$Q_2 = 0,67 \cdot 0,045 \cdot 3,44 \sqrt{2g \cdot 0,37} + 0,62 \cdot 0,019 \cdot 3,44 \sqrt{2g \cdot 0,37} = \text{rd. } 400 \text{ l}$$

Bei zwei offenen Schlitzen und 41 cm Wasser über der Öffnung gehen 600 l Wasser durch.

Bei 28 cm Wasserstand gehen durch einen Schlitz ca. 240 l, durch drei Schlitze 720 l.

Der absolute Fassungsraum des Rades bei neun Umgängen i. d. Minute ist:

$$V = 4 \cdot 0,35 \cdot 2,8 \cdot \pi \frac{9}{60} = 1,848 \text{ cbm} = 1848 \text{ l}$$

es wird also durch einen Zufluss von 800 l i. d. Sekunde gefüllt werden auf

$$\epsilon = \frac{800}{1848} = 0,432$$

und mit einem Zuschlag von 3% für die Schaufeldicken  $\epsilon = 0,445$  was als Maximum ganz wohl zulässig ist und immer noch gut 65 bis 70% Nutzeffekt oder bei 3,2 m Totalgefälle 22 bis 24 Pferdekkräfte geben wird.

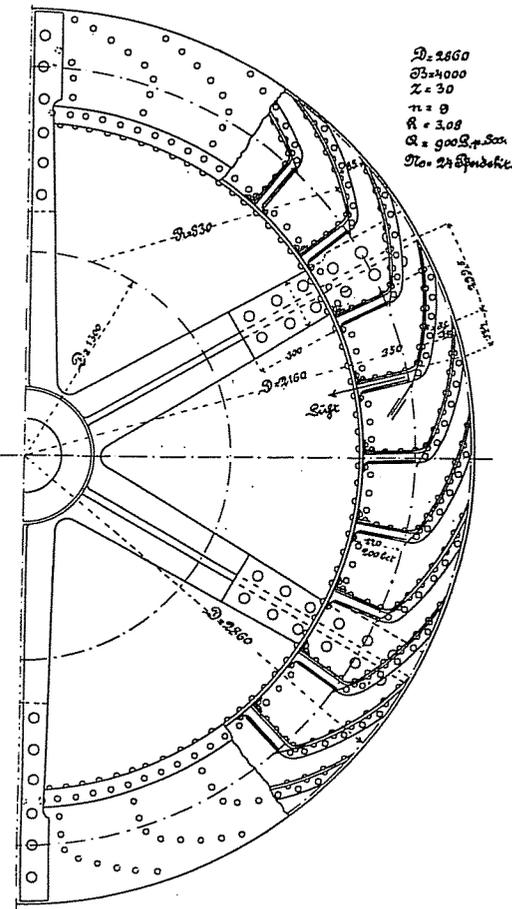


Fig. 20. Ventiliertes Zellenrad.

Der Motor wird pulsierende Bewegungen ausführen, die bei seiner kräftigen Bauart bisher zwar ohne sichtlichen Nachteil geblieben sind, auf seine Lebensdauer jedoch immerhin von Einfluß sein müssen.

Gewisse unkonstruktive Verhältnisse verbleiben immer, auch bei vollständiger Durchbildung der Einzelheiten, wenn ein Radkörper bei nur 2,80 m Durchmesser eine solch beträchtliche Breitenausdehnung hat; die Radachse

Ein besserer Motor, der zugleich auch die kleinen Wassermengen in trockenen Jahreszeiten gut ausnützt, wird überhaupt kaum herzustellen sein. Bei größerem Wasserkonsum entweicht die Luft durch die angebrachten Ventilationsöffnungen ohne Wasserverlust.

Ogleich das Rad seit etwa fünfzehn Jahren fast ununterbrochen recht zufriedenstellend arbeitet, würde Verfasser bei ähnlichen Verhältnissen die Anlage eines gleichen Motors doch weniger empfehlen, da überschlächtige Räder in dieser Breite gewisse Übelstände haben, welche in der Elastizität des Materials, der geringen Dicke der Schaufeln, Radböden und Seitenkränze liegen. Der Fluß, welcher das Betriebswasser liefert, ist großen Schwankungen unterworfen und treten im Laufe des Jahres wiederholt und länger andauernd Hochwasserstände ein; es findet öfter ein Waten des Rades im Unterwasser statt, dessen Wirkung sich in erhöhter Inanspruchnahme aller Konstruktionsglieder äußert.

von 6 m Länge bietet in betreff der Stärke und Lagerung eine unangenehme Zugabe.

Am passendsten für ein solches Lokal wäre ein mittelschlächtiges Überfallrad von 7,50 m Durchmesser, 2 m Breite (siehe II. Teil), das bei billiger zu erstellendem Wasserbau einen höheren Nutzeffekt bei mittleren Wasserständen abgibt und bei Stauwasser länger gangfähig bleibt. Die lebendige Kraft seiner Masse ist größer, die Wartung und Unterhaltung leichter, da Verstopfungen der engen Schlitz im Zungeneinlauf des Zellenrades bei unreinem Wasser nicht ausgeschlossen sind, wogegen bei einer Überfallschütze fremde Körper die Schaufeln ohne Schaden passieren.

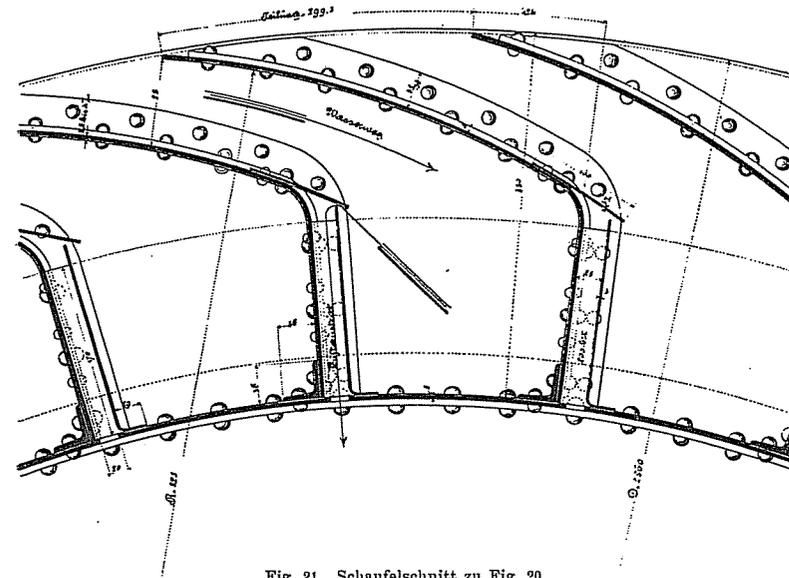


Fig. 21. Schaufelschnitt zu Fig. 20.

Die Erfahrung a. a. O. hat auch diese Anschauung vollständig bestätigt, indem das durch eine leistungsfähige Fabrik gebaute Rad Nr. 3 (Tabelle III, I. Teil S. 77), dem gleichen gewerblichen Betrieb dienend, nach acht Jahren wegen ungenügender Leistung und häufigen Ausbesserungen durch ein Überfallrad des Verfassers ersetzt werden mußte.

Die Leistungen dieses neuen Motors haben seit mehr als dreizehn Jahren die Erwartungen vollständig erfüllt.

Anschließend an vorstehendes ist noch hervorzuheben, daß für Gefälle von 3 m abwärts überschlächtige Räder heute weniger häufig als früher, selbst bei Zuflussmengen bis herab auf 200 l i. d. Sekunde, angeordnet werden.

Der mäßige Wirkungsgrad, welcher oft nur ca. 60% beträgt, die geringe Veränderung der Aufschlagmenge, welche diese Räder gestatten, die starken Wasserverluste, die bei ungleicher Führung entstehen, machen diese Motoren in Verbindung mit den teuren Herstellungskosten für die meisten Betriebe, welche nicht eine einfache Transmission als Grundbedingung fordern,

ungeeignet. Fast in allen Fällen wird man mit einem zweckmäßig konstruierten Überfallrad nach den Beispielen im II. Teil bessere Leistungen erzielen und einen weniger teuren und leichter in Stand zu haltenden Motor, der die Schwankungen der Wasserspiegel nur in geringem Grade empfindet, erreichen.

Vor etwa 25 bis 30 Jahren wurden eine große Zahl solcher kleiner überschlächtiger Räder ausgeführt, da die meisten der damaligen in Aufnahme kommenden Turbinen für veränderlichen Wasserzufluß ungenügend eingerichtet waren.

Die große Ausdehnung, welche der Bau eiserner Brücken in den letzten Dezennien gefunden hat, brachte in rascher Folge die Vermehrung der Walzenstraßen für Profleisen und ermöglichte damit dem Maschinenbauer das Radgerippe der sich bald allgemein einführenden Überfallräder auch für kleinere Kräfte mit verhältnismäßig geringem Gewicht in dauerhafter Weise herzustellen.

In die Tabellen I, II und III, S. 72—77, sind mehrere überschlächte Räder für 2,50 bis 3 m Gefälle aufgenommen worden, um hauptsächlich dem Konstrukteur die Daten zur Vergleichung mit Überfallrädern an die Hand zu geben.

#### Drittes Beispiel.

#### Oberschlächtiges Wasserrad mit Ventilation zum Betrieb einer Handmühle.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q_{max.} = 0,470$ cbm
Gefälle	$H = 3,800$ m
Raddurchmesser	$D = 3,300$ m
Radbreite im Lichten $2 \times 1,150$ m	$B = 2,300$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,260$ m
Schaufelzahl	$Z = 2 \times 32$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 8,75$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,40$ m
Füllungsgrad	$\epsilon = 0,60$ (zu groß!)
Nutzleistung in Pferdekraften	$N_n = 15-18$
Gewicht des Wassers im Rad	$G_w = 1858$ kg

Dieses Wasserrad ist verhältnismäßig leicht gebaut und hat schon öfter zu Ausbesserungen Anlaß gegeben; Radwelle, Arme und Rosetten erwiesen sich nach kurzer Betriebsdauer als zu schwach. Durch Einbringen einer stärkeren Welle und zweier kräftiger Rosetten, sowie eines Winkelrings in der Mitte der Schaufeln zur Unterstützung derselben, wurden die Übelstände gehoben, doch läßt die zeitweise auftretende Lockerung der Verbindungen, da wo die Arme den Radkörper fassen, darauf schließen, daß das öftere Tauchen, welchem das Rad ausgesetzt ist, von erheblichem Nachteil für seine Dauer wird. Die Ventilation erleichtert zwar das Entleeren der Zellen, doch schadet die starke Beaufschlagung (welche bei Verminderung des Gefälles angewendet werden muß) in bemerkenswerter Weise.

Leider konnte bei der stark veränderlichen Zuflußmenge kein besserer Motor angewendet werden und ist unter ähnlichen Verhältnissen dem Konstrukteur größte Sorgfalt und Berücksichtigung aller Einzelheiten dringend zu empfehlen.

#### Verzeichnis der einzelnen Teile.

1 Wasserradwelle aus Manganstahl	964 kg
2 Rosetten links und rechts	680 "
12 Arme $\perp$	414 "
1 Rosette in der Mitte	340 "
6 Arme hierzu $\perp$	} 275 "
3 Laschen, 32 Schrauben	
3 Ringsegmente	
200 Nieten	40 "
1 Stirnrad zweiteilig mit Schrauben, Keilen und Nabenringen 112 E. Z. $D_{tr} = 2,220$ m	925 "
1 Zungeneinlauf	} 742 "
2 Schieber	
4 Hebel	
2 Achsen 55 mm dick, 4 Stellringe	
2 Zahnsegmente	
2 Wandplatten, 6 Lager	
1 Steuerrad	} 247 "
1 Achse 45 mm dick	
1 Stirntrieb	
30 Schrauben	2119 "
1 Stirntrieb 42 E. Z. mit Stahlkeil	355 "
52 Radschaufeln	75 "
2 Seitenkränze hierzu Röhrchen mit Schrauben, Nieten	

#### Viertes Beispiel.

#### Oberschlächtiges Wasserrad.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 0,160$ cbm
Gefälle	$H = 6,000$ m
Raddurchmesser	$D = 5,600$ m
Radbreite im Lichten	$B = 1,100$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,250$ m
Schaufelzahl	$Z = 48$
Umgangszahl i. d. Minute	$n = 5$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,465$ m
Füllungsgrad $\frac{Q}{abv_1} + 3\%$ Zuschlag	$\epsilon = 0,43$
Nutzleistung in Pferdekraften	$N_n = 10$
48 Radschaufeln, 1,10 m breit, mit angenieteten Winkeleisen	952 kg
16 Arme	1170 "
6 Felgensegmente mit Laschen	614 "
8 Bodentafeln	445 "
Nieten	65 "
	<hr/> 3246 kg

2 Rosetten achtarmig	560 kg
1 Wasserradwelle	625 "
1 Stirnrad auf der Wasserradwelle	1265 "
2 Wasseradlager mit Bronzeschalen, Sohlen und Schrauben	230 "
1 Wasserzuführung aus Blech mit Winkeleisen verstärkt, 9 m lang, 1 m breit, 0,5 m hoch	985 "
1 Zungeneinlauf mit eingieteteten Blechzungen	
Schieber	
2 Hebel	
Bewegungsmechanismen	

## Fünftes Beispiel.

## Oberschlächtiges Wasserrad mit Ventilationsöffnungen nach der Seite, zum Betrieb einer Seidenzwirnerie.

(Fig. 9 und 10.)

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 0,300$ cbm
Gefälle	$H = 2,855$ m
Raddurchmesser	$D = 2,650$ m
Radbreite im Lichten	$B = 2,000$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,280$ m
Zahl der Doppelschaufeln, versetzt angeordnet, mit einem inneren Felgenkranz	$Z = 24$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 10$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,387$
Wassergeschwindigkeit	$v_1 = 1,241$
Füllungsgrad $\frac{Q}{abv_1} = 0,43 + 3\%$	$\epsilon = 0,455$
Nutzleistung in Pferdekräften	$N_n = 8,5$
Wassergewicht im Rad	$G_w = 1048$ kg
Radkörper aus Schmiedeeisen:	
24 versetzte Doppelschaufeln mit angenieteteten Winkeleisen (Gewicht derselben allein 1021 kg)	2890 "
2 Armrossetten, sechsarmig (Gußeisen) mit Stahlkeilen	

Das Rad wurde in fertigem Zustande von der Fabrik versandt.

1 Wasserzuführung mit gußeisernen Schildern und Blechboden	390 kg
2 Führungsschienen für die Falle	
2 Fallenzugböckchen mit Führungsrollen und Bewegungsteile	76 "
1 Wasserradwelle, 3,50 m lang, 172 mm dick	630 "
1 Stirnrad auf der Wasserradwelle 78 E. Z. 1,430 m Dtr., 170 mm Breite, 58 mm Tlg. $G_w = 480$ "	

## Sechstes Beispiel.

## Oberschlächtiges Wasserrad mit Ventilationsöffnungen nach innen.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 0,220$ cbm
	bis 0,360 "
Gefälle	$H = 3,5$ m
Raddurchmesser	$D = 3,200$ m
Radbreite	$2 \times 1,0$ m = $B = 2$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,300$ m
Zahl der Doppelschaufeln	$Z = 30$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 8$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,340$ m
Armzahl	$A = 6$
Wassergeschwindigkeit im Schwerpunkt der Schaufelfüllung	$v_1 = 1,214$ m
Füllungsgrad bei 220 l $\frac{Q}{abv_1} =$	$\epsilon = 0,3$

(ohne Rücksicht auf die Schaufeldicke)

Nutzleistung in Pferdekräften	$N_n = 7$ bis 12
Gesamtausflußnormale:	$39\frac{1}{2} + 39\frac{1}{2} + 37 + 34$ mm
Lichte Breite der Öffnungen	$= 0,850$ m

Durch die zwei hinteren Öffnungen fließen:

Querschnitt $2 \times 1,7$ m $\times$ 0,071 m	$= 0,241$ qm
Reduzierte Druckhöhe	$h = 0,250$ m
Theoretische Geschwindigkeit	$c = 2,215$ m
Wassermenge $Q = 0,7 \times 2,215 \times 0,255$	$= 0,395$ cbm
Durch die zwei Doppelöffnungen fließen:	$= 0,790$ cbm

## Verzeichnis der einzelnen Teile.

1 oberflächiges Wasserrad mit 30 Schaufeln, 3,200 m D. 2,000 m Breite	2270 kg
12 Arme	414 "
Nieten	45 "
1 Wasserradwelle, 3,900 m lang, 160 mm dick	580 "
2 Rosetten, sechsarmig mit 4 Keilen	632 "
2 Wasseradlager mit Bronzeschalen	257 "
1 Stirnrad 130 E. Z. 2,070 m Dtr.	610 "
1 Stirntrieb 40 E. Z. 0,637 m Dtr.	140 "
1 Zungeneinlauf mit 2 Schiebern, 2 Wellen, 4 Hebel, 2 Zahnsegmente, Getrieb und Lager	379 "

## Siebentes Beispiel.

## Oberschlächtiges Wasserrad.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 0,175$ cbm
Gefälle	$H = 5,500$ m
Raddurchmesser	$D = 5,000$ "

Radbreite	$B = 1,000$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,235$ "
Zahl der Schaufeln	$Z = 48$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 5,2$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,37$ m
Armzahl	$A = 8$
Füllungsgrad	$\varepsilon = 0,46$
Nutzleistung in Pferdekraften	$N_n = 10$

## Verzeichnis der einzelnen Teile.

1 oberflächliches Wasserrad, 5 m Durchmesser, 1 m Breite	} = 575 kg
6 Felgensegmente	
8 Bodenstücke	397 "
48 Schaufeln mit angenieteten Winkelleisen	936 "
16 Arme	925 "
2500 Nieten	75 "
	<hr/> 2908 kg

96 Rosettennieten $65 \times 20$	
64 Armnieten an die Felgen $60 \times 18$	
800 Schaufelnieten an die Felgen $22 \times 10$ Verkaufs-Nr. 11	
750 Schaufelnieten an die Böden	" 7
120 Bodenstücke übereinander	" 7
400 Bodenstücke an die Felgen	" 9
50 Stoßnieten an die Winkel	" 11
50 Stoßnieten an die Laschen, versenkt,	
64 lange Nieten für die Laschen	
<hr/> 2394 Stück	

1 Wasserradwelle 3,280 m lang, 160 mm dick	494 kg
2 Rosetten	725 "
2 Wasserradlager mit Bronzeschalen und Sohlen	242 "
1 Stirnrad 120 E. Z. 170 mm Breite, 2,220 m Dtr., 58 mm Teilung	754 "
1 Stirntrieb 39 E. Z. 0,720 m Dtr.	200 "
1 Wasserzuführung:	
9 m lang, 1 m breit, 0,5 m tief mit ange- nieteten Winkelleisen	} 985 "
1 Zungeneinlauf mit 1 Schieber	
2 Hebelarme	
1 Zahnsegment, 1 Achse	
1 Platte mit Handrad und Trieb	
2 Stellringe	

Preis: der Blecharbeit des Rades, der Arme  
und Rosetten, Wasserzuführung und Be-  
wegungsmechanismen mit Aufstellung M. 2000,—

## Achstes Beispiel.

## Oberflächliches Wasserrad zum Betrieb einer Mahlmühle mit 5 Gängen.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 195-265$ l
Gefälle	$H = 5,400$ m
Raddurchmesser	$D = 5,000$ "
Radbreite	$B = 2 \times 0,80 = 1,600$ "
Radiale Tiefe	$a = 0,300$ "
Zahl der Doppelschaukeln	$Z = 42$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 5,2$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sekunde	$v = 1,37$ m
Armzahl	$A = 6$
Wassergeschwindigkeit im Schwerpunkt der Schaufelfüllung	$v_1 = 1,275$ m
Füllungsgrad bei 200 l = $\frac{Q}{a b v_1} =$	$\varepsilon = 0,38$
Nutzleistung in Pferdekraften	$N_n = 10-15$

## Verzeichnis der einzelnen Teile.

1 Wasserradwelle	682 kg
1 Wasserradlager mit Bronzeschale	152 "
1 " " "	115 "
2 sechsarmige Rosetten	734 "
1 oberflächliches Wasserrad $D = 5,020$ m, 1,60 m Breite mit 42 Doppelschaukeln	} 2993 "
1 mittlerer Kranz, Radboden	
12 Winkelstreben	115 "
12 Arme U mit 24 Laschen	786 "
12 Winkel, div. Nieten und Schrauben	59 "
1 Einlaufblech	20 "
1 Stirnrad auf die Wasserradwelle 140 E. Z., $D = 2,585$ m, $B = 170$ mm, 58 mm Tlg.	1015 "
1 Trieb hierzu 35 E. Z.	188 "
Gesamtgewicht der 84 Radschaukeln mit ange- nieteten Winkelleisen	(2295 kg)
Gewicht 1 Schaufel	(27,3 " )

## Neuntes Beispiel.

## Oberflächliches Wasserrad mit Zungeneinlauf.

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 100-150$ l
Gefälle	$H = 5,100$ m
Raddurchmesser	$D = 4,700$ "
Radbreite	$B = 1,000$ "
Radiale Tiefe	$a = 0,300$ "
Zahl der Schaufeln	$Z = 42$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 5,5$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,352$ m

Armzahl	$A = 6$
Wassergeschwindigkeit im Schwerpunkt der Schaufelfüllung	$v_1 = 1,266 \text{ m}$
Füllungsgrad	$\epsilon = 0,38$
Nutzleistung in Pferdekraften	$N_n = 5-7,5$

## Verzeichnis der einzelnen Teile.

1 Wasserzuführung aus Blech 10 m lang mit Winkelleisen, 1 Zungeneinlauf, 1 Schieber, 2 Hebel, 1 Zahnsegment, 1 Achse, 1 Platte mit Handrad und Trieb, 2 Stellringe	894 kg
1 oberflächiges Wasserrad $D = 4,70 \text{ m}$ , $B = 1 \text{ m}$ mit 42 Schaufeln,	2488 "
12 Arme U	
2 Rosetten, 4 Keile	500 "
1 Wasserradwelle	553 "
2 Wasserradlager mit Bronzeschalen	219 "
1 Stirnrad auf die Wasserradwelle 130 E. Z. Dtr. = 2,070 m, $B = 150 \text{ mm}$ , 50 mm Teilung	593 "
1 Trieb hierzu 40 E. Z. Dtr. = 0,637 m	140 "

## Zehntes Beispiel.

## Oberschlächtiges eisernes Wasserrad der Pumpstation Birkenfeld.

(Tafel I und II.)

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 0,250 \text{ cbm}$
Gefälle	$H = 3,780 \text{ m}$
Raddurchmesser	$D = 3,30 \text{ m}$
Radbreite $2 \times 1 \text{ m}$	$B = 2,00 \text{ m}$
Radiale Tiefe	$a = 0,360 \text{ m}$
Zahl der Doppelschaukeln	$Z = 30$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 8$

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = v = 1,348 \text{ m}$$

Wassergeschwindigkeit im Schwerpunkt der Schaufelfüllung	$v_1 = 1,25 \text{ m}$
Füllungsgrad $\frac{Q}{abv_1}$	$\epsilon = 0,277$
Wassergewicht im Rad	$ca = 1000 \text{ kg}$
Nutzleistung in Pferdekraften	$N_n = 9,5 \text{ HP}$
Lichte Weite der Einlaßfalle	$b_1 = 1,80 \text{ m}$
Vorwasser (Wassertiefe im Kanal)	$h = 0,40 \text{ m}$

Beim Heben des Schützenbrettes um 74 mm gehen 260 l Wasser durch die Öffnung, nach der Formel:

$$Q = k_2 \cdot b_1 \cdot 0,074 \sqrt{2g \cdot 0,363} \\ = 0,728 \times 1,80 \times 0,074 \cdot 2,668 = 0,2587 \\ \text{rd.} = 0,260 \text{ cbm. i. d. Sekunde}$$

## Verzeichnis der einzelnen Teile.

1 Wasserradwelle aus Siemens-Martinstahl	960 kg
1 eisernes oberflächiges Wasserrad 3,330 m Durchmesser, 2,00 m Breite, 0,360 m radiale Tiefe mit 30 versetzten Doppelschaukeln	3182 "
12 Arme U $1475 \times 152 \times 6$	378 "
Schrauben und Nieten zum Kranz	40 "
72 Rosettenschrauben mit konischem Schaft	27 "
2 sechsarmige Rosetten mit 4 Stahlkeilen und 4 Nabenringen	575 "
1 Wasserradlager mit Bronzeschale $140 \times 220$ mit Sohle und 2 Steinschrauben	177 "
1 Wandkasten mit 1 Wasserradlager $170 \times 240$	345 "
1 zweiteiliges Stirnrad mit 140 E. Z. 2,585 m Dtr., 58 mm Tlg. 170 mm breit mit 8 Schrauben	1028 "
1 Stirntrieb mit 42 E. Z. 58 mm Tlg. 0,775 m Dtr., 125 mm Bohrung mit 200 mm langer einseitiger Nabe	255 "
1 Fallengestell aus Schmiedeeisen 2100 mm hoch, 800 mm Lichtweite. U-Profil $175 \times 72$ und $153 \times 58$	174 "
1 ditto aus U Profil zur Übereich- und Leerschlußfalle 2100 mm Lichtweite	254 "
1 Fallenzug	296 "
1 Blecheinlauf zum Wasserrad	186 "
1 Fallengestell aus U-Profil mit Blech und Winkel	366 "
1 Fallenzug	230 "
2 Zahnstangen und 2 Bökkchen zur Einlaßfalle	68 "
	8541 kg

Preis einschließlich der Aufstellung M. 3850,—.

## Wasserrad der Quellwasserversorgung der Gemeinde Kohlstetten (Oberamt Münsingen).

Zum Betrieb der für die Gemeinde Kohlstetten erstellten Quellwasserversorgung war zu liefern:

1. Ein eisernes oberflächiges Wasserrad, konstruiert für ein konzessioniertes Nutzgefälle von 3,65 m und für eine mittlere Betriebswassermenge von ca. 100 Sekunden-Liter, bei kleiner Umfangsgeschwindigkeit und nicht mehr als  $\frac{1}{3}$  Schaufelfüllung, einen möglichst hohen Nutzeffekt gebend.

Das Rad, bestehend aus 2 Armsystemen mit je 6 Armen, 2 gußeisernen Rosetten, gußstählerner Wasserradwelle, 2 Radkränzen, von nicht unter 5 mm starkem Eisenblech hergestellt, desgleichen bestens geformten und in genügender Anzahl zu stellenden Wasserradschaukeln von ca. 4 mm Blechstärke, 2 starken Wasserradlagern mit Metalllagerschalen.

2. Die Bestandteile für die Abstellfalle, um das Wasserrad vom Pumpenraum aus abstellen und in Gang setzen zu können. Das Rad dient zum Betrieb einer auf 20 Atmosphären inneren Wasserdruck geprüften, aus Eisen und Metall konstruierten, doppeltwirkenden Kastenpumpe.

3. Die Größenabmessungen des Pumpwerks sind derart, daß dasselbe bei der gewählten Tourenzahl und 95 % Nutzleistung der Pumpe 2,3 Sekunden-Liter Wasser oder in 24 Stunden bei ununterbrochenem Betriebe ca. 198720 l Wasser nach den Hochsammelbehältern bei einem Arbeitsdrucke von ca. 72 m durch die 80 mm weite und ca. 3800 m lange Druckröhrenfahrt fördern kann.

## Daten:

Raddurchmesser	$D = 3,300$ m
Radbreite	$B = 1,00$ "
Schaufelzahl	$Z = 30$
Radiale Tiefe	$a = 0,295$ m
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 7,5$
Gefälle	$H = 3,650$ m
Wassermenge	$Q = 100$ l
Nutzleistung	$N_n = 3,5 - 4$ HP
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,296$ m
Füllungsgrad	$\epsilon = 0,27$

## Gewichte der einzelnen Teile:

1 Wasserradwelle	438 kg
2 Wasserradlager mit Hohlgußsockel	
4 Schlautern mit Platten	298 "
8 Steinschrauben, 6 Platten	70 "
2 sechsarmige Rosetten, 4 Nabenringe, 4 Keile	567 "
1 überschlächtiges Wasserrad 3,30 m Dtr. 1,0 m Breite, 30 Schaufeln, 42 Nieten	1814 "
2 Balken 175 × 70 × 9 à 5500 und 6000 mm lang	280 "
1 Einlauf mit Fallenzug und Fallen aus Eichenholz	515 "
1 Stirnrad auf die Wasserradwelle 120 E. Z.	
170 mm breit, 58 mm Teilung, 2,220 m Dtr.	770 "
1 Stirntrieb auf die Pumpenwelle 39 E. Z.	209 "
Gesamtgewicht aller Teile für Pos. 1 u. 2	4961 kg.

Preis M. 2125.

### Wasserrad der Heuberg-Wasser-Versorgung auf württembergischem und badischem Gebiet.

(Fig. 22 und Tafel V, VI und VII.)

Das Wasserrad mit Betriebswasser-Zuleitung, Falleneinrichtungen und Zubehörden zum Betrieb der beiden Pumpwerke ist ein aus Eisen und Holz konstruiertes überschlächtiges Zellen-Wasserrad mit eisernem Einlauf.

Die für das Rad verfügbare Triebwassermenge beträgt ca. 400 Sekunden-Liter, das gegebene Nutzgefälle 9,7 Meter, worunter sich bei einem Nutzeffekt von 75 % der Rohkraft für den Motor eine Leistung von 39 Pferdekraften erzielen läßt. Bei veränderter Wassermenge und etwa vorkommender geringer Änderung des Gefälls ist der oben angegebene Nutzeffekt annähernd gleich.

Unter Zugrundelegung einer sekundlichen Umfangsgeschwindigkeit von ca. 1,5 m erhält das Rad bei einem äußeren Durchmesser von 9,25 m die

lichte Schaufelbreite von 2,56 m, Umdrehungszahl sonach 3,1 in der Minute. Zwei auf der mit 300 bzw. 340 mm Stärke ausgeführten Radwelle festgekeilte Rosetten dienen zur Befestigung der beiden Doppel-Armsysteme von je zehn schmiedeeisernen Armen, welche letztere unter sich sowohl, als auch mit der gegenüberliegenden Rosette durch Streben und Diagonalstangen etc. versteift sind. Die einzelnen Segmente der aus Blech hergestellten Seitengefäße sind an den Radarmen genietet, ebenso ist das Zwischengefäße am Radboden durch Querschienen und Diagonalstreben mit den beiderseitigen Armsystemen verbunden.

Der Radboden sowie die Schaufelbretter sind aus Forchenholz hergestellt.

Ersterer erhält seine Befestigung an den an die Radgefäße angenieteten 4 Winkelringen, während die letzteren an die Schaufelwinkel derart angeschraubt sind, daß sie bei Auswechslungen leicht herausgenommen werden können.

Der gußeiserne Zahnkranz (mit 28 cm Zahnbreite, 103,67 mm Teilung) zur Übertragung des Effekts auf die Pumpen-Kurbelwelle ist mit den Armen bzw. dem Radgefäße verschraubt.

Die Betriebswasser-Zuleitung vom Kanalschachte bis zum Einlaufgerinne im Wasserhaus ist aus 80 cm lichtweiten gußeisernen Muffenröhren in einer Länge von ca. 33 m hergestellt. Ebenso wurde eine 250 mm lichtweite Leerschuß- und Entleerungsleitung und eine zur allmählichen stoßfreien Eingangsetzung des Wasserrades durch Anfüllung der in mittlerer Höhe des Rades befindlichen Radzellen dienende Zweigleitung von 150 mm Lichtweite, sowie eine gleichweite Sicherheitsleitung zum Entleeren des Gerinnschachtes zwischen Regulier- und Abstellfalle, einschließlich der erforderlichen Absperrschieber, Ventile, Reguliermechanismen ausgeführt.

Durch das aus Eisenblech gefertigte ca. 2,70 m breite Einlaufgerinne wird das Betriebswasser auf das Rad geleitet.

Die erforderliche Transmission zur Kraftübertragung vom Wasserrade auf die Pumpmaschine ist durch Zahnkranz und Stirnradkolben mit Holzzähnen, letzterer zum Auswechseln aus 2 Teilen, hergestellt.

Die beiden gleich grossen Plungerpumpen sollen bei 20 Umdrehungen der Kurbelwelle in der Minute und einem Wirkungsgrade der Pumpen von 95 % jede derselben 3,5 l in der Sekunde oder 12,6 cbm in der Stunde liefern, von beiden Pumpwerken zusammen sekundlich 7 l oder bei 24 stündiger täglicher Arbeitszeit 605 cbm durch 3 vom Teilschacht am Ende der 650 m langen und 150 mm lichtweiten gemeinschaftlichen Hauptdruckleitung im Thale an vollständig getrennte Druckröhrenfahrten auf 8 verschieden hoch und entfernt liegende Punkte des Heubergs gehoben werden.

Über die Einzelheiten der Bauausführung entnehmen wir der, durch den Staatstechniker für das öffentliche Wasserversorgungswesen in Württemberg, Oberbaurat EHMANN, ausgearbeiteten Denkschrift noch folgendes:

„Um die Wasserkraft der Beera möglichst zu erhöhen, wurde sowohl der frühere Oberkanal um 1 m gehoben, als auch ein neuer, gegen früher 3,7 m tieferer und 290 m langer Unterkanal hergestellt, so daß jetzt das Gesamtgefälle 9,7 m beträgt.“

„Die Wassermenge beider Beeraarme läßt sich im Durchschnitt auf 300 Sekunden-Liter annehmen, sie sinkt aber nicht selten auf 200 l, welches Quantum als Minimum der Berechnung zu Grunde gelegt wurde.“

„Der neue offene Kanal mit 2,5 m Sohlbreite, 1,5 m Tiefe und 0,3 m Schlengefälle führt das Triebwasser der Berghalde entlang bis nahe an das Maschinenhaus und in einen betonierten Schacht, von welchem aus ein gußeisernes, 800 mm weites Rohr siphonartig unter der Straße durch in dem Gebäude wieder aufsteigend, auf das Rad führt. Durch einen rechtsseitig angebrachten Zahnkranz von 8,91 m Durchmesser wird das vor dem Rad befindliche Vorgelege mit 25 bis 30 Umdrehungen minutlich in Bewegung gesetzt, welches letzteres mittelst zweier Kurbelscheiben mit verstellbaren Kurbelzapfen für drei verschiedene Hublängen die horizontalen, doppelt wirkenden Plungerpumpen treibt, um sekundlich 8 bis 10 l zu heben.“

„Der Nutzeffekt des Rades, einschließlich der Reibung in den Pumpen, berechnet sich bei der ersten Probe auf voll 80%.“

„Um den linksseitigen Beeraarm mit dem rechtsseitigen zu vereinigen, mußte derselbe quer über das Thal geführt werden. Die kostspieligen und in der Unterhaltung lästigen Schutzdämme, welche ein offener Graben wegen des Hochwassers nötig gemacht hätte, konnten umgangen werden, indem dieser Kanalarmler unterirdisch in einem betonierten, kreisrunden, 800 mm weiten Rohr, der Horizontalkurve folgend, in entsprechender Tiefe unter der Thalsohle durchgeführt und oberhalb des neuen, ganz aus Beton erstellten Wehres in die rechtsseitige Beera eingeleitet wurde. Der Untergrund für diesen Röhrenkanal besteht aus wenig festem Moorschlamm und mußte, um die nötige Festigkeit zu erzielen, ein Rost aus Langhölzern mit Dielenboden auf die ganze Breite des Thales eingelegt werden, welcher sich sehr gut bewährt hat und der jetzt zugleich die Unterlage für die eben dort das Thal kreuzende gußeiserne Druckleitung nach Obernheim bildet.“

An Baukosten wurde u. a. etwa verausgabt:

„Für Grunderwerbungen einschließlich der Wasserkraft mit der alten Mühle und abzüglich des Wertes der später verkäuflichen Grundstücke und Gebäude, ferner für die Wehr- und Kanalanlagen, Pumpstation, Reservoir; endlich für Servitutenbestellung zu den Rohrleitungen und Entschädigungen an Eigentümerbesitzer

M. 27,580.—

Maschinenanlagen zur Ausnutzung der Wasserkraft:

Wasserrad samt Betriebswasserleitung	M. 14,800.—
Transmissionen	„ 5,500.—
Pumpen mit Windkesseln	„ 16,200.—
	<hr/>
	M. 36,500.—

Die Ober- und Unterkanalanlage mit dem Wehr und sämtlichen Fallenzügen

M. 44,000.—“

„Sämtliche Arbeiten und Lieferungen wurden im Akkord vergeben, bei allen Bewegungsteilen der Maschinen mit 12 monatlicher, bei allen übrigen Lieferungen mit 5 jähriger Garantie.“

„Noch im Spätsommer 1886 konnte, nachdem alle Arbeiten und Lieferungen vergeben waren, mit den Bauarbeiten gleichzeitig im Thal und auf der Höhe begonnen werden und am 12. Dezember 1887 floß das Wasser im höchstgelegenen Reservoir erstmals ein.“ —

Bemerkenswert an diesem Wasserrad ist, daß Radboden und Schaufeln aus Forchenholz hergestellt und dieses Material wohl hauptsächlich mit Rücksicht auf die billigere Erstellung und leichte Ersetzbarkeit gewählt wurde.

Bei hölzernen Böden von so bedeutendem Umfang ist darauf Bedacht zu nehmen, daß die Bodenbretter bei längerer Einwirkung des Wassers zu wachsen beginnen (aufquellen) und notwendig, mit dem zur Verwendung kommenden Holz Proben anzustellen, in welchem Maße diese Schwellungen in der Breite auftreten; hiernach sind die Spalten zwischen den einzelnen Bohlen, welche durch eingelegte Federn abgedichtet werden, zu bemessen.

Das Rad zeigt in seiner Herstellungsweise — Radkörper: Schmiedeeisen, Schaufelräume: Holz — etwa analoge Bauart, wie die im zweiten Teil behandelten Überfallräder, wobei noch als weitere Konstruktionsschwierigkeit der gußeiserne Zahnkranz und seine Verbindung mit den Radarmen hinzukommt. Es machte dies die bereits eingangs erwähnte Diagonalverbindung der Radarme unter sich und mit der gegenüberliegenden Rosette, sowie die Querschienen und Diagonalstreben am Radboden nötig.

Diese Verbände sind in solider Weise ausgeführt, erhöhen jedoch die Kosten des Motors wesentlich.

Müller, Wasserräder. I.

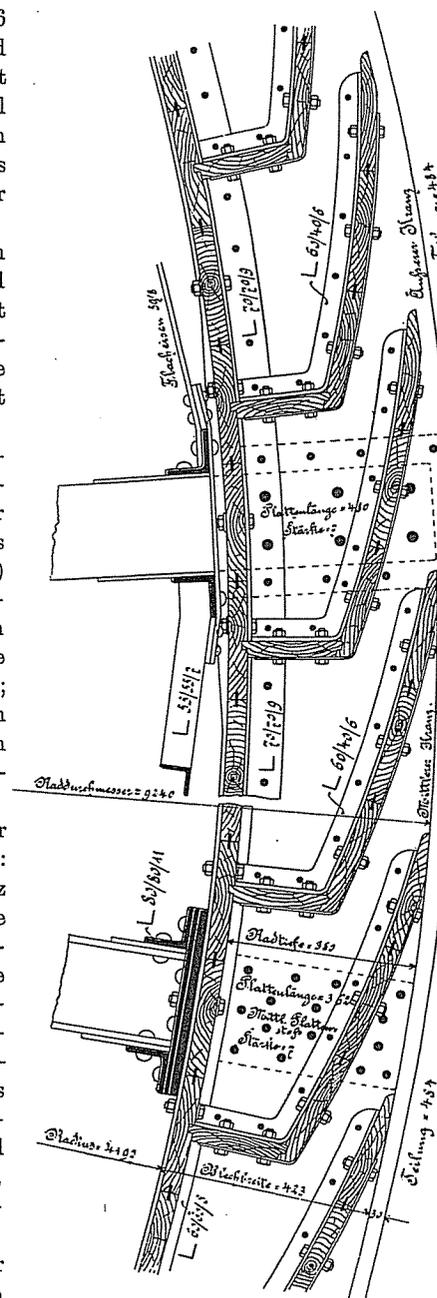


Fig. 22. Schaufelschnitt des Heuberg-Rades.

Wie bereits a. a. O. bemerkt, haben Zahnkränze an Wasserrädern verschiedene Mißstände, über welche auch bei sorgfältigster Durchbildung der Einzelheiten nicht hinwegzukommen ist. Bei dem bedeutenden Durchmesser des Kranzes kommen schon beim Gießen der 10 Segmente, aus welchen derselbe besteht, ungleiche Schwindungen vor. Das Zusammenarbeiten und Abdrehen eines Ringes von ca. 8,91 m Durchmesser und das Egalisieren von 270 Zähnen mit 33 π mm Schrift behufs eines möglichst ruhigen Ganges, bleibt eine mühevollende Arbeit.

Man wird bei Anlagen, welche nicht in so sorgfältiger Weise hergestellt werden können und für welche nicht so ausreichende Mittel zur Verfügung stehen, wie es meistens bei den Wasserversorgungen der Fall ist, von der Ausführung dieser Form der Kraftübertragung absehen müssen.<sup>1</sup>

Aus den Größenverhältnissen des Rades berechnet sich die verarbeitete Wassermenge i. d. Sek. bei angenommenem Füllungsgrad = 1/3 wie folgt:

Durchmesser des Radkreises im Schwerpunkt der Wasserfüllung:

$$D_1 = D - 2a + \frac{a}{3}$$

$$= 9,24 - 2 \times 0,380 + \frac{0,380}{3} = 9,24 - 0,760 + 0,126$$

$$= 8,6 \text{ m.}$$

Wassergeschwindigkeit im Schwerpunktskreis:

$$v_1 = \frac{\pi \times 8,6 \times 3,1}{60} = 1,4 \text{ m i. d. Sek.}$$

Wassermenge ohne Rücksicht auf die Verengung der Zellenräume durch Holzschaukeln und Konstruktionsteile:

$$Q_1 = v_1 \times B \times \frac{a}{3}$$

$$= 1,4 \times 2,56 \times \frac{0,38}{3} = 0,465 \text{ cbm/s.}$$

Der Faktor für die Verminderung des Fassungsraumes durch die Zellenbestandteile kann hier zu  $k = 0,86$  gesetzt werden und ergibt sich die tatsächliche Wassermenge hieraus:

$$Q = v_1 \times B \times \frac{a}{3} \times k$$

$$= 1,4 \times 2,56 \times \frac{0,38}{3} \times 0,86 = 0,390 \text{ cbm/s.}$$

rd. 400 l.

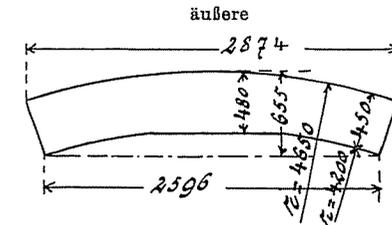
<sup>1</sup> Die Maschinenfabrik und Eisengießerei G. KUHN in Stuttgart-Berg, welche Wasserrad und Pumpenanlage für die Heuberg-Wasserversorgung ausgeführt hat, stellte nachfolgendes Materialverzeichnis für die Eisenkonstruktion und die Zeichnung des Wasserrades dem Verfasser bereitwilligst zur Verfügung. Für dieses freundliche Entgegenkommen wird auch hier der beste Dank ausgesprochen.

Materialverzeichnis der Eisenkonstruktion.

(Vorlage eines Bestellzettels für die Werkstatt.)

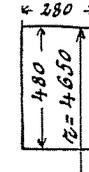
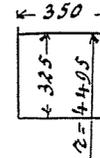
Benennung und Skizze.

20 Radsegmente 6 1/2 mm stark

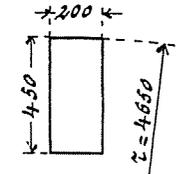


10 Verstärkungsplatten 7 mm stark

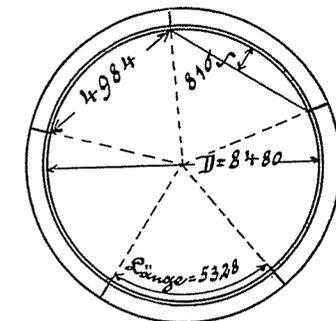
10 Verstärkungsplatten 7 mm stark



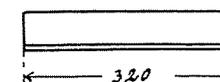
20 Stoßplatten 7 mm stark



2 Winkelringe 70/70/9 5teilig

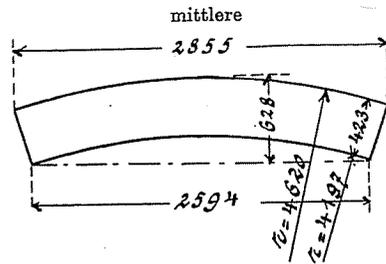


10 Stoßwinkel 60/60/8

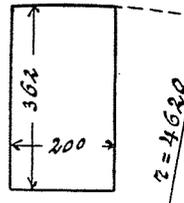


L = 320

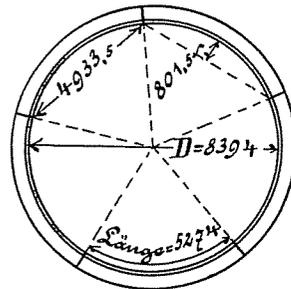
10 Radsegmente 6 1/2 mm stark



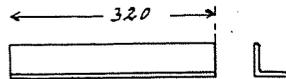
10 Stoßplatten 7 mm stark



2 Winkelringe 60/60/8 5 teilig



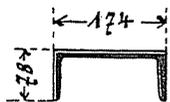
10 Stoßwinkel 52/52/8 L = 320



60 rechte und 60 linke Schaufelstiele am mittleren Kranz aus L-Eisen 40/60/6 L = 810

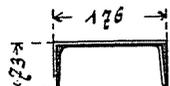
60 rechte und 60 linke Schaufelstiele an den äußeren Kranzen aus L-Eisen 40/60/6 L = 765

10 Arme am Zahnrad



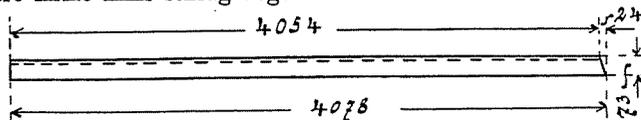
L = 4057 mm

10 Arme am rechten Radkranz

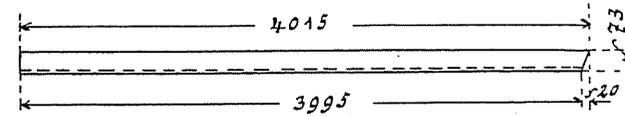


L = 4290 mm

10 mittlere Arme links schräg abgeschnitten



10 mittlere Arme rechts schräg abgeschnitten



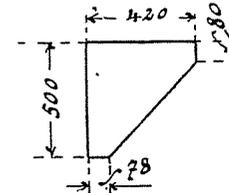
20 Flacheisen zur Verstärkung der äußeren Arme 550 mm lang

20 Flacheisen zur Verstärkung der inneren Arme 516 mm lang

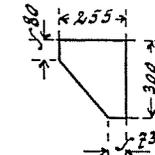
20 Winkeleisen zur Querverbindung 80/80/11 je 2938 mm lang

20 Flacheisen zur Querverbindung 80/10 je 2938 mm lang

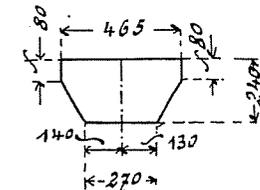
20 Eckbleche links 8 mm stark



20 Eckbleche rechts 7 mm stark



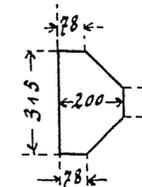
20 Mittelbleche 7 mm stark



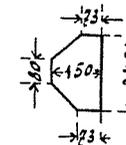
10 Mittelbleche 350/260/10

10 ditto 350/128/17/14

20 Eckbleche zur Versteifung der linken Arme



20 ditto zur Versteifung der rechten Arme



40 Mittelbleche zunächst rund D = 220 mm 7 mm stark

10 Diagonalstangen 50/8 L = 3520 mm

10 Winkeleisen 55/55/7 L = 3520 mm

10 Anschlußbleche links 12 mm stark

10 Anschlußbleche rechts 8 mm stark

10 Platten 10 mm stark

20 Zwischenlagen 9 mm stark

40 ditto 9 mm stark

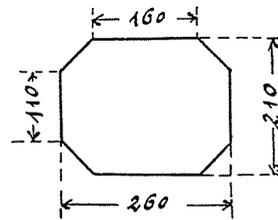
460 Schrauben zum Radboden

20 Schrauben zu den Stößen 72 mm lang

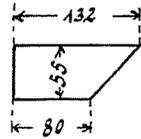
1200 Schrauben zu den Zellen

240 Unterlagflacheisen  $35/3\frac{1}{2}$  je 725 mm lang240 Federnflacheisen  $30/3\frac{1}{2}$   $L = 1268$  mm im Radboden240 ditto  $30/3\frac{1}{2}$   $L = 1276$  mm in den Zellen

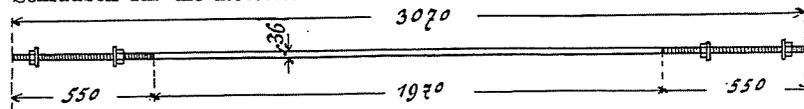
5 Schrauben für die Rosetten



107/55 für den mittleren Anschluß



für den äußeren Anschluß

1 Wasserradwelle aus Bessemerstahl  $L = 4250$  mm

2 Rosetten (eine rechts und eine links) mit je 2 Stahlkeilen

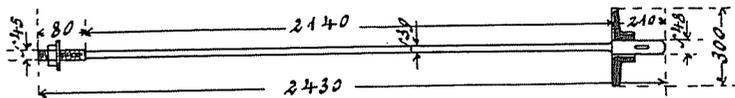
2 Fußlager  $d = 210$  mm normal mit  $\frac{1}{2}$  Metallschale und 2 Schutzkasten aus Blech

2 Toyote-Schmierbüchsen Nr. 7

2 Sohlplatten dazu nach neuer Tabelle (abnormal)

4 Steinschrauben

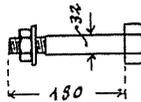
4 Ankerschrauben mit Platten



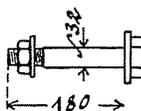
2 Keile zum Heben der Lager

1 zehnteiliger Zahnkranz  $D = 8910$  mm  $Z = 270$  Tlg. = 103,62 mm

20 Schrauben dazu



10 Schrauben dazu



## Gewicht der einzelnen Teile.

1 Stahlwelle 290/300/310/340 mm dick, 4250 mm lang	2358 kg
2 gußeiserne Lager mit je 1 unteren Lagerschale aus Rotguß 210 mm Bohr., 312 mm lang	617 "
2 Sohlplatten	330 "
2 Schutzdeckel aus Eisenblech	12 "
4 Fundamentbolzen 45 mm dick, 2,430 m lang	94 "
4 gußeiserne Scheiben und 4 Keile	83 "
2 gußeiserne Wasserradrosetten mit 4 Stahlkeilen	2953 "
15 Radsegmente aus Eisenblech mit Laschen	3660 "
40 Arme U 176×78 mit je 1 eingieteteten Verstärkung aus Flacheisen	4206 "
25 Schaufelstiele 40×40×5	70 "
12 schmiedeeiserne Schienen mit 3 Verstrebungen	697 "
12 Flachschiene je mit 2 runden und 2 sechseckigen Verbindungs-laschen	321 "
5 Flachschiene mit je 1 großen und 1 kleinen Verbindungs-lasche	86,5 "
5 gebogene Winkelschienen mit je 2 Laschen	116 "
42 Laschen und Winkel	206 "
5 Verstrebungsschrauben 36×3070 durch die Rosetten	121 "
8 Flachschiene mit 4 Verbindungs-laschen	215 "
5 gebogene Winkelschienen mit 20 Verbindungs-laschen	120 "
5 Flachschiene mit 5 großen und 10 kleinen Verbindungs-laschen	83 "
8 Paar Platten und 4 L-Platten	97 "
8 schmiedeeis. Winkelschienen mit je 2 angeschraubten Verstrebungen	457 "
2 Keile zum Heben des Wasserrades	32,5 "
240 Stück Unterlagflacheisen	155 "
240 " Federn aus Flacheisen	482 "
265 " Niete 22 mm dick	95 "
470 " " 19,5 " "	115 "
570 " " 16,5 " "	71 "
290 " " 15 " "	78 "
55 " " 13 " "	4,5 "
540 " " 12 " "	38,5 "
540 " " 14 " "	20 "
1253 " Mutterschrauben $13\frac{1}{2}$ zu den Schaufeln	147 "
490 " " 15 " " Böden	95 "
490 " Unterlagscheiben 15 mm	7,5 "
726 Bohlen aus Forchenholz zum Radboden und den Schaufeln	3360 "
360 Schaufelbretter 220×30 1277 mm lang	
120 " " 190×30 1277 " "	
240 Bodenbretter 222×35 1270 " "	
10 gußeiserne Zahnkranzsegmente mit je 27 bearbeiteten Eisenzähnen 280 mm breit zum Zahnkranz 8,91 m Dtr., $33 \pi = 103,67$ Schrift, 270 E. Z. 30 Mutterschrauben dazu	5628,5 "
1 gußeiserner zweiteiliger Stirnkolben 42 H. Z.	1365 "

Tabelle I.

### Oberschlächtinge für 2,5–9,7 m Gefälle

H	Q	Nn	D	B	a	Z	n	v	ε
m	l	HP	m	m	m			m	
2,50	450	10	2,17	$\frac{2,864}{2 \times 1,432}$	0,200	2 × 30	14	1,59	0,5 ventiliert
2,70	200	5,4	2,46	1,72	0,186	30	12	1,54	0,35
2,855	300	8,5	2,65	$\frac{2,00}{2 \times 1,0}$	0,280	2 × 24	10	1,387	0,445 ventiliert
3,10	275–400	8,5–12,5	2,65	$\frac{2,00}{2 \times 1,0}$	0,250	2 × 24	12	1,6	0,44
3,18	800	24	2,80	$\frac{4,00}{2 \times 2,0}$	0,350	2 × 24	9	1,32	0,45
3,20	100–150	3,2–5	3,00	1,25	0,250	30	7,25	1,14	0,33
3,40	160	5,5	2,865	1,50	0,200	30	9	1,35	0,41
3,40	180	6	3,0	1,50	0,300	30	9	1,38	0,3
3,40	150	5	3,0	1,40	0,200	36	10	1,54	0,35
3,50	220–360	7–12	3,20	$\frac{2,00}{2 \times 1,0}$	0,300	2 × 30	8	1,34	0,32 ventiliert
3,65	100	3,5–4	3,30	1,00	0,295	30	7,5	1,296	0,27
3,780	250	9,45	3,300	2,00	0,360	30	7,8	1,348	0,277
3,80	470	16	3,30	$\frac{2,14}{2 \times 1,07}$	0,260	2 × 32	8,75	1,4	0,6 ventiliert
3,80	360	13,5	3,30	$\frac{2,00}{2 \times 1,0}$	—	2 × 32	—	—	—
4,250	270–580	11,5–24	3,800	$\frac{2,00}{2 \times 1,0}$	0,325	2 × 36	6,66	1,325	0,33
4,80	175	8	4,20	1,30	0,30	36	—	—	ventiliert
5,10	100–150	5–8	4,70	1,00	0,300	42	5,5	1,352	0,38
5,33	175	10	5,0	1,00	0,235	48	5,2	1,37	0,46
5,40	195–250	14	5,02	$\frac{1,60}{2 \times 0,8}$	0,310	2 × 42	5,2	1,37	0,38
5,80	550	30	5,20	$\frac{2,60}{2 \times 1,3}$	0,350	2 × 48	5,5	1,497	0,45
6,00	150	10	5,60	1,10	0,20	48	5	1,466	—
6,24	500	25–36	5,55	$\frac{2,20}{(2 \times 1,10)}$	0,360	48	5,41	1,57	0,4
9,70	400	40	9,25	$\frac{2,55}{2 \times 1,28}$	0,4	2 × 60	3,1	1,5	0,33

### eiserne Wasserräder und 100–800 lit/sec Wasser.

Tabelle I.

Einzelgewichte in Kilogramm					Gewicht von Radrossetten, Welle und Lager kg	Zungen, Regul., Einlauf kg		Bemerkungen	
Welle	Lager	Rosetten	Rad- gew.	Stirnrad					
1152	214	3	728	2564	450	4678	—	—	Kunstmühle
420	120	2	2098		551	2646	2 Klappen 248		Mahlmühle
630	232	2	2890		480	3752	390	250	Seidenzwirnerei
580	120	2	2915		Kon. Rad	3615	—	—	
2100	562	3	$\frac{1001}{986}$ 572	5368	1118	10589	587	354	Kunstmühle
—	—	—	—	—	—	—	—	—	Brauerei
695	120	2	1720		Kon. Rad 462	2527	2 Klappen 320		Mahlmühle
700	120	2	294	1700	Kon. Rad 446	2714	—	—	Mahlmühle
560	120	2	274	1560	Kon. Rad 465	2514	—	—	Mahlmühle
580	257	2	632	2739	610	4198	—	379	Mahlmühle
438	298	2	567	1814	770	—	—	515	Pumpwerk
960	531	2	1000	3598	1028	562	186	366	Pumpwerk
964	—	3	340	—	925	—	742		Kunstmühle
712	260	2	650	3410	750	5032	985		Kunstmühle
1088	480	2	778	3715	980	8061	1578		Uhrfedernfabrik
500	120	2	315	2100	Kon. Rad 452	3035	—	—	Mahlmühle
553	219	2	500	2488	593	3760	1 Wasserzuführung 10 m lang, 1 Zungen- einlauf mit Getrieb 894 kg		Mahlmühle
494	242	2	725	2908	750	4365	1 Wasserzuführung, 9 m lang, 1 m breit, mit Zungeneinlauf 985 kg		Mahlmühle
682	267	2	734	3953	1015	5636	—	—	Mahlmühle
1561	(3) 957	3	1654	8261	2204	12433	631	641	Sägewerk
622	229	2	560	3247	1265	4661	—	116	Mahlmühle
1520	676	2	1060	6600	1800	9856	Kulisse 1795		Kunstmühle
2358	617	2	2953	11754	$\frac{5625,5}{\text{Zahnkranz}}$	—	—	—	Pumpwerk

Tabelle II.

### Oberschlächlige

von 2,8—10 m Gefälle

H m	Q l	Nn HP	D m	B m	n	Z	Wasserrad Achse		Lager mit Platten kg	Wasserrad Rosetten kg
							Länge m Dicke mm	Gewicht kg		
2,80	165	4,6	2,430	1,890	10,5	2×27	2,864	525		
3,15	265	8	2,780	1,620	9	30				461
3,20	300	9,5	2,864	1,810	9	30	3,280 168	644	382	1164
3,195 3,345	338 450	9—15	3,007	2,720	8,5	30	4,300 200	1249	825	1774
3,293	400	15,8	3,050	2,864	8,5	2×36	4,440 215	1844	750	1743
3,350	50 282	1,7—10	3,050	1,140	8	36	2,864 157	475	140 ohne Pl.	430
3,80	200	7,5	3,436	1,290	7	40	2,690 160	532	616	539
3,90	180	7	3,550	1,140	7,17	40	2,864 157	474	279	462
4,04	400	16	3,720	2,290	8,8	2×40	4,300 186	1020	643	1958
4,10	94	4	3,80	1,140	6,33	42	4,000 163	710	497	650
4,15	400 800	31	3,80	3,346	6,33	2×42		1739	879	904
4,535	230 560	23	4,000	2,380	6,0	2×42	4,200 206	1685	807	725
4,670	200	9,5	4,150	1,350	6,0	49	3,020 155	515	332	471
4,750	45 300	2,14—14,25	4,200	1,430	5,75	49	3,310 172	678	427	536
4,915	300	15	4,400	2,300	6,25	2×49	4,300 206	1265	854	748
4,95	54 216	2,7—11	4,590	1,288	5	48	2,600 143	336	240	661
5,73	75 120	4,5—7,0	5,30	1,288	4,48	56	2,050 143	354	306	607
5,80	66	4	5,44	0,573	5,5	56	3,100 143	421	171	445
5,85	8	0,5	5,45	0,245	4,5	63	3,300 100	263	140	367
6,25	470	35	5,56	2,690	4,8	48	5,590 258	2470	1976	2579
7,45	118 235	20	6,88	1,720	4,33	60	3,720 230	1292	843	1788
9,90	25 60	2,5—6	9,45	0,515	3,0	84	2,300 178	465	242 ohne Pl.	1058

### eiserne Wasserräder

und 8—800 l i. d. Sekunde.

Tabelle II.

Arme Seitenwände Blechschaufeln kg	Wasserrad zusammen ohne Stirn- rad Gew. kg	Preis per 100 kg Mk.	Betrag Mk.	Fallenzug kg	Fallenzug pr. 100 kg Mk.	Betrag Mk.	Bemerkungen
	3242						1 Zahnkranz D. 2,45 m Gew. 500 kg ohne Welle und Lager
1902	2363	48		162	48		
1657	3847			93			
2847	6695	48	3212				
3301	7618	60	4567	240	46	220	
1618	2663	76	2023,50	70	140	100	
2148	3835	42,60	3268	61	67,20	41	Mk. 3860 montiert
1872	3087	50	1543,50	67	50	33,50	
4233	7854			268	73,72	198	
2313	4170	57,90	2430,95	113,5	104,64	172	Einlauf 578 kg 1 Stirnrad 90 E. Z. = 380 kg
5982	9504	44	4182	391,5	44,0	172	
4549	7266	56	2430,95	96 Einlauf 157 Regulirf 249	52	233	1 Stirnrad 150 E. Z. 328 kg
2580	3898	80	3118,40	62,5	80	50	1 Stirnrad 160 E. Z. 1644 kg
2826	4467	50	2233	63	50	31,50	
4977	7844	60	4706	176	62,5	220	
2891	4128			95			
3086	4353	56	2438				
1858	2905	76	2207				1 kon. Rad 114 E. Z. 481 kg
1109	1879	75,44	1414,29				
7311	14336	54,86	7865,25	278	54,86	152,57	1 Stirnrad 170 E. Z. 2998 kg
6242	10165	85,71	8713,70	167,50	72	137,14	1 Zahnkranz 1945 kg
4000	5765	50	2882	Blechgerin- ne 6,5 m lg. 251		125	1 Zahnkranz 992 kg

Tabelle III.

**Oberschlächlige**  
für 2,5–10 m Gefälle

H	Q	Nn	v	n	Da	Radial- tiefe Di	B	Z	Wasserradwelle				Lagergewicht mit Schrauben und Platten
									d <sub>m</sub>	Lager- Boh- rung	Länge	Ge- wicht	
m	l	HP	m	pr.	m	mm m	m		mm	mm	m	kg	kg
2,52	178	4,8	1,35	12	2,15	T = 200 1,75	1,45	24	120	90	2,48	524	—
2,68	350	9	1,36	11 1/4	2,30	225 1,85	2,50	25	220	120 120	4,13	720	—
3,18	180 900	6 30	1,5	9–9 1/2	3,0	2,30	3,50	35	260	180 150	5,28	1423	—
3,50	200	7	1,45	8,5	3,20	250 2,70	1,20	30	190	120 90	—	542	—
4,58	550	25	1,37	6,25	4,20	300 3,60	2,50	42	270	170 160	4,60	1445	—
5,10	235	12	1,42	5,75	4,70	275 4,15	1,50	48	240	150 150	3,60	900	—
5,1	500 8–900	30 45	1,413	6	4,50	300 3,90	3,80	36	260	210 150	5,78	1680	—
6,10 6,30	40–60	2,5 3,8	1,36	4,5	5,80	250 5,30	0,60	56	190	100 100	2,70	324	—
6,36	66	4,5	1,5	4,85	6,35	200 5,95	0,60	64	120	100	2,00	168	—
7,6	900	67	1,64	4,8	6,50	400 5,70	3,0	48	340	290 220	5,35	3000	—
7,65	150	11	1,41	3,75	7,25	250 5,75	1,0	80	210	180 150	3,94	—	—
9,60	80 130	8 12,5	1,44	3	9,20	250 8,70	0,75	90	220	150 150	2,68	630	—

**eiserne Wasserräder**  
und 40–900 l i. d. Sekunde.

Tabelle III.

Zahl	Ge- wicht	Eisen- teile des Rades ohne Rosetten und Welle	Zahnrad			Regulierung und Einlauf	Summe der Gewichte ausschl. Zahnrad	Bemerkungen
			D	Schrift und Zähne	Ge- wicht			
d	kg	kg	mm	mm	kg	kg		
2	144	—	—	—	—	150	1650 ohne Regulierung	
3	332(2) 230(1)	2800	2160	s = 15 144	651	1080 Regulierung 1100 Getrieb	7320 5050 inkl. Einlauf	585 Mauerkasten
3	1300	6500	3020	s = 21 144	1740	3000	Dieses Rad hat sich als unbrauchbar erwiesen und wurde nach 8jährigem Betrieb entfernt. Radgewicht allein = 9923 kg	
2	522	1834	—	—	—	—	3096 mit Regulierung	
4	1720	5752	—	—	—	405 Spannschütze	10500	1 Bock = 273 kg
2	1100	4417	3024	s = 21 144	1878	312 Regulierung 531 Fallengestell 420 Getrieb	8130	465 für 1 Mauer- kasten
4	1900	9000	3728	s = 23 162	2350	2250	15930	
2	530	2876	3344	s = 19 126	1022	—	4566	206 Mauerkasten
2	364	2960	4028	s = 19 212	780	—	3686	
4	3360	14068	4320	s = 30 144	5100	—	22765	557 Fallengestell 670 Einlaßfalle
2	1200	—	—	—	—	—	—	
2	1410	6388	3990	s = 19 210	—	72 Aufzug 175 Getrieb	9670	375 Fallengestell

## Dritter Abschnitt.

### Die Schützen.

Im allgemeinen wird den Einläufen und Regulierfallen der Wasserräder noch immer zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt, und es ist deshalb begreiflich, wenn sonst gut konstruierte Räder infolge mangelhafter Wasserzuführung nicht die erwartete Wirkung ergeben und von Anfang an in gründlicher Weise verdorben sind. Die Schütze ist ein wesentlicher Teil eines jeden Wasserrades und bildet den Leitapparat, ohne welchen der Motor keine vollständige Maschine ist.

In Bezug auf die Anordnung der Wasserzuführung unterscheidet man 1. Räder mit Spannschütze, 2. solche mit Zungenschütze (neue Konstruktion), 3. Leitschaufel oder Kulissenschütze und 4. Überfallschütze, — je nachdem wie bei der ersten Art das Aufschlagwasser aus einer rechteckigen Mündung mit einem Ansatzgerinne dem Rade zufließt, oder wie bei der zweiten Ausführungsform aus einem System von Leitblechen in horizontaler Anordnung (Zungenschütze des Verfassers), drittens in vertikaler oder schiefer Lage der Leitbleche wie bei dem Kulisseneinlauf, endlich viertens als Überfall über eine horizontale Schwelle mit aufgeschraubtem Überfallblech und Überfallpolster besteht.

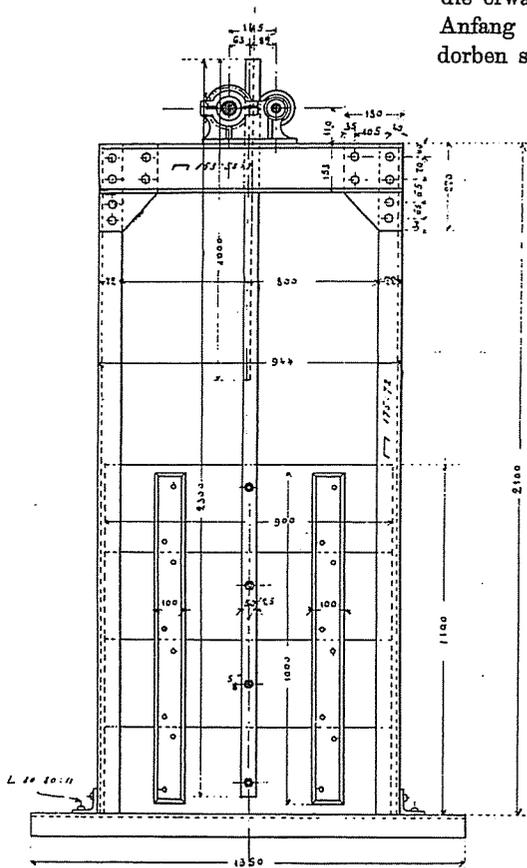


Fig. 23. Spannschütze.

Bei den oberflächigen Rädern wird der Zufluß des Wassers meistens durch eine vertikale Spannschütze vermittelt, deren Brett man der veränderlichen Wassermenge, welche auf das Rad wirken soll, folgen läßt. Wird das Schutzbrett den Veränderungen des Wasserspiegels entsprechend gestellt und erhält man  $Q$  konstant, so hindert dies eine Änderung der Ausflußgeschwindigkeit  $c$  nicht.

Die durch die geöffnete Schütze, deren untere Kante mit einer Abrundung zur Verminderung der Kontraktion versehen wird, ausfließende Wassermenge ist in bekannter Weise zu berechnen.

Das Ausflußquantum bestimmt sich bei:

Breite der Öffnung	= $L$
Höhe derselben	= $a$
Druckhöhe über der Schwelle	= $H$
„ „ „ Mitte der Ausflußöffnung	= $h$
Ausflußkoeffizient	= $k$

aus der Formel  $Q = k \cdot L \cdot a \cdot \sqrt{2gh}$

Der Koeffizient  $k$  (zwischen 0,60 bis 0,80) ändert sich mit der Zahl der Seitenkontraktionen, ebenso ist bei der Berechnung gleichzeitig die Anordnung und Neigung des Gerinnes, sowie das Verhältnis des Kanalquerschnittes zum Ausflußquerschnitt und die Geschwindigkeit vor der Mündung zu berücksichtigen.

Diese Schützen führen den Wasserrädern das Aufschlagquantum ohne Rücksicht auf Stellung und Schluckweite der Schaufeln in einem einzigen Strahle zu und geben Veranlassung zu Wasserverluste, gleichzeitig läßt sich der Strahl, ob wenig oder mehr Wasser ausfließt, in seiner Lage und Richtung zu dem Radscheitel nicht ändern. Um das Anlassen des Rades zu sichern, muß deshalb der Eintrittspunkt stets im Sinne der Drehungsrichtung des Rades nach vorne verlegt werden, was mit einem konstanten Gefällverlust während des Betriebes verbunden ist.

In dieser Hinsicht sind die Zungeneinläufe nach den Fig. 8, 18 und 19 empfehlenswerter.

Grundsätzlich unterscheiden sich diese Zungenschützen von den gewöhnlichen Radfallen durch die Teilung des eintretenden Wasserstroms in mehrere Schichten (meistens drei), wodurch die Schaufelfüllung nicht auf einmal, sondern in Abstufungen stattfindet. Die Kompression ist dadurch geringer, indem die Luft Zeit findet, aus der Schaufel zu entweichen, der Wasserstrahl ist besser

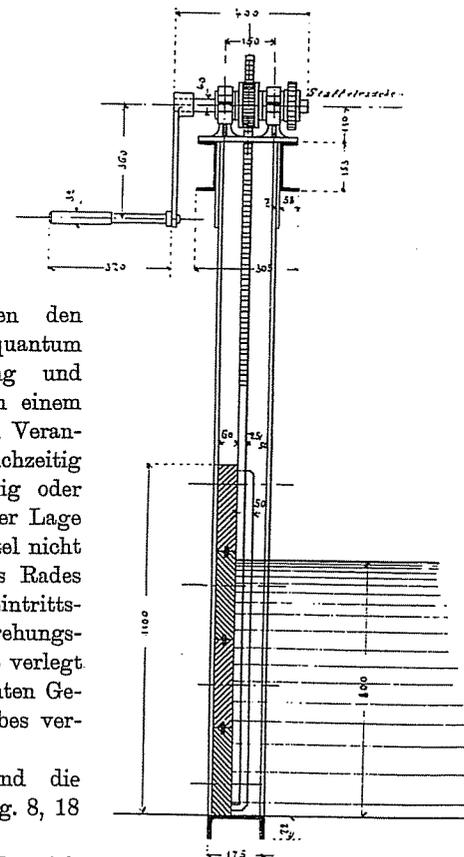


Fig. 24. Querschnitt zu Fig. 23.

geleitet und wird in der beabsichtigten Richtung eingeführt, das Wasser kommt in den Schaufeln früher zur Ruhe, auch kann die Drehungsrichtung des Rades willkürlich gewählt, bezw. der Ablaufrichtung des Unterwassers angepaßt werden; dagegen ist der Eintritt mit etwas größerem Reibungswiderstand verbunden.

Die Öffnungsweite der Zungen nimmt man im Verhältnis zur Schluckweite der Schaufeln an, indem man berücksichtigt, daß eine Überdeckung der Leitbleche stattfinden muß, damit der Strahl genügend geführt ist, zu enge Stellung auch leicht Verstopfungen hervorruft und die Rechenweite ebenfalls von maßgebendem Einfluß hierauf bleibt.

Die Schlitzreihen werden in der Regel ungleich weit angeordnet und zwar erhält die hinterste Öffnung die geringste Schluckweite, entsprechend dem kleinsten zum Aufschlag kommenden Wasserquantum, der nächstfolgende Schlitz soll zusammen mit dem ersten die normale Wassermenge verschlucken und etwas mehr lichte Weite als der erste erhalten, die dritte (letzte) Öffnung bekommt die größte Weite, indem diese nur zum Anlassen des Rades und bei vorhandenem stärkstem Wasserzufluß und auftretendem Stau geöffnet werden soll.

Bei sehr veränderlicher Wassermenge werden bis zu vier Öffnungen angeordnet.

Zu weite Schlitzreihen bedingen eine größere Höhe des Rahmens, in welchem die Zungenbleche befestigt sind, verursachen dadurch eine größere Reibungsfläche und vermehrten Druckhöhenverlust.

Letzterer Umstand führt uns auf einen Nachteil dieser Konstruktion. Um Wirbelbildungen zu vermeiden, welche den Eintritt stören und Effektverluste hervorrufen, darf die Druckhöhe über dem Centrum der Öffnungen nicht unter ein bestimmtes Maß sinken; es tritt hier die gleiche Erscheinung auf, wie sie sich beim Leitapparat zu einer Strahltriebmaschine zeigt, wenn die Wasserhöhe über demselben nicht genügend bemessen ist, wobei der gestörte Eintritt und die Effektverminderung infolge Wirbel und Trichter sich am Bremszaum leicht beobachten läßt.

Die Schlitzweite wird zwischen 30 bis 50 mm angenommen. Kontraktionskoeffizient  $k = 0,70$  bis  $0,85$ .

Die Zungenschütze hat den Vorteil, daß bei Regulierung auf die Menge die Geschwindigkeit des dem Rade zufließenden Wassers bei gleichbleibendem Oberwasserspiegel sich nicht ändert und können bei ihrer verbesserten Ausführungsart, wobei das Wasser durch zwei verstellbare Schieber dem Rade zufließt, Menge und Geschwindigkeit desselben unabhängig voneinander reguliert werden. Diese Art der Wasserzuführung sollte, wo sie konstruktiv am Platze ist, besonders bei sehr veränderlichem Oberwasserspiegel, als die vollkommene angewendet werden.

Der Einlauf wird in der Weise gehandhabt, daß zum Anlassen des Rades der vordere Schieber (stets im Sinne der Drehungsrichtung des Rades verstanden) so lange geöffnet bleibt, bis das Rad seine Bewegung beginnt; hierauf wird der hintere eigentliche Regulierring so weit geöffnet und der erstere wieder geschlossen, damit das beabsichtigte Wasserquantum an vorteilhaftester Stelle zum Aufschlag gelangt.

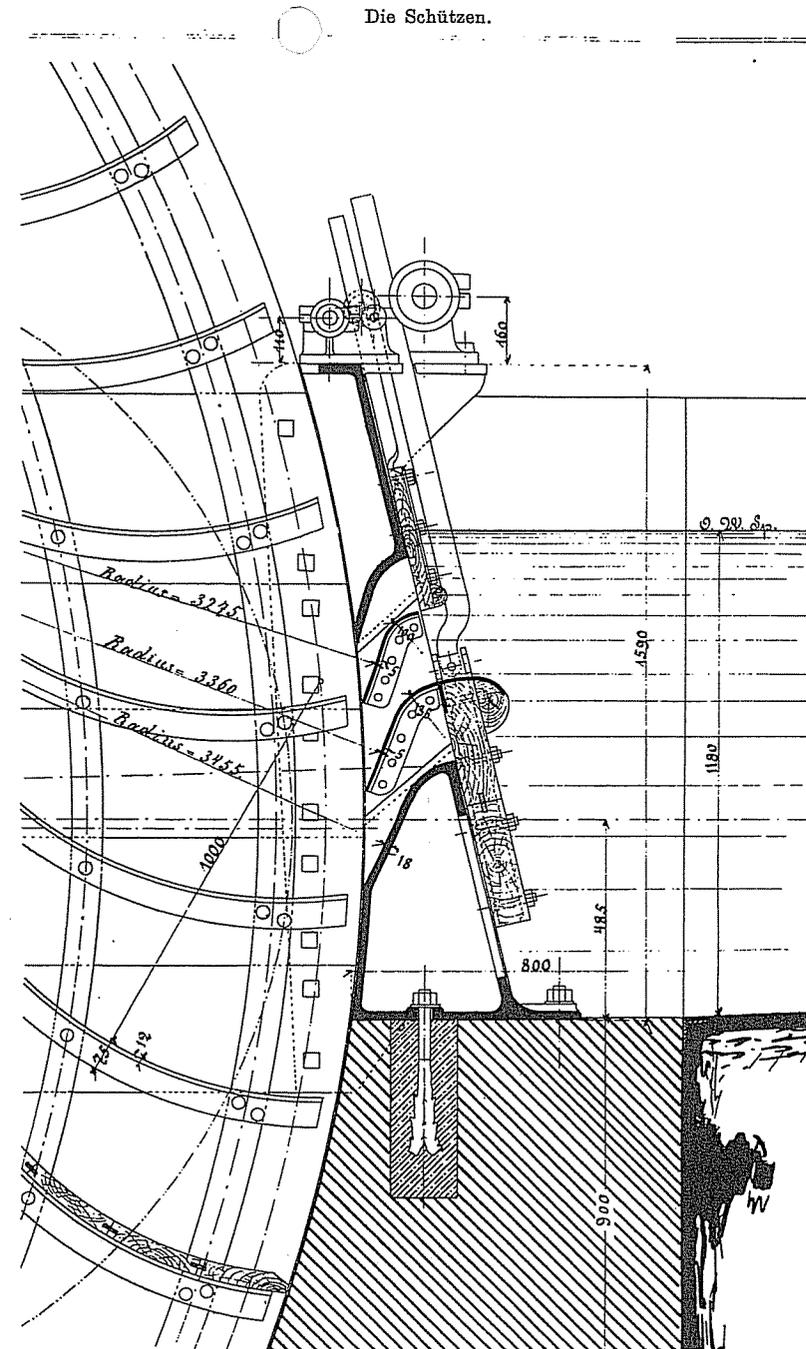


Fig. 25. Doppelschütze für Kulisseneinläufe.

Doppelschütze. Fig. 25 zeigt den Durchschnitt einer von Professor TEICHMANN angegebenen neuen Schützenanordnung, welche für Kulisseneinläufe zu Schaufelrädern und rückschlächtigen Zellenrädern anwendbar ist und vom Verfasser schon mehrfach ausgeführt wurde. Werden bei einem Kulisseneinlauf kleine Wassermengen eingeführt, was immer durch die obere und nach Bedarf zum Teil durch die nächstliegende Kulisse erfolgen muß, so entstehen in den vollständig geschlossenen Einströmungsöffnungen leere (schädliche) Räume und die teilweise geschlossenen Öffnungen geben wegen mangelhafter Strahlführung Veranlassung zu Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung.

Durch Anwendung einer zweiten Schütze, welche oberhalb der gebräuchlichen anzubringen ist und die in ihren Dimensionen leicht gehalten werden kann, ist man unabhängig, aus welcher Öffnung das Aufschlagwasser eingeführt werden soll, ebenso hat man es vollständig in der Hand, gleichzeitig auf Menge und Geschwindigkeit des Aufschlagwassers zu regulieren. Mit dieser Anordnung kann der Raddurchmesser kleiner gewählt werden, als es sonst der Fall sein müßte, was bei stark sich vermindender Zuflußmenge, wobei die toten Lasten (Radgewicht) und die Umdrehungszahl besonders in Betracht gezogen werden müssen, von Wichtigkeit; ebenso bleibt man unabhängig von der Lage des Oberwasserspiegels bei Niederwasser. Am besten wird die Wirkung sein, wenn die untere Schütze nach dem Normalwasserstand eingestellt und jeweiliger Kraftbedarf oder Schwankung in der Zuflußmenge durch die obere Schütze korrigiert wird.

Wie alle ausgebildeten Reguliervorrichtungen einer aufmerksamen Pflege und Bedienung bedürfen, um ihren Zweck zu erfüllen und dadurch Vorteile zu bieten, so auch hier. Der Konstrukteur möge immer im Auge behalten, für welche Art des Betriebs und für welches Bedienungspersonal er seine Projekte entwirft, denn für ungebübte oder träge Leute passen keine feinen Mechanismen. —

Für unreines Wasser (Laub, Bodengras, Holz), sowie bei starker Eisbildung ist die Einlaufkonstruktion mit Zungenschützen zu vermeiden, dagegen ist die Anwendung derselben bei einem Zulaufgerinne, woselbst mehrere Räder hintereinander liegen und das Aufschlagwasser für dieselben in einem gemeinschaftlichen Kanal zugeführt wird, ebenso bei beabsichtigter Drehrichtung des Rades entgegen der Zuflußrichtung des Oberwassers, empfehlenswert und wohl kaum zu umgehen.

Die Bewegung der Regulierschieber erfolgt durch einfache Schützenwinden. Aus Schmiedeeisen hergestellte Hebel haben sich bis jetzt am besten bewährt; Zahnstangen und Getriebe unter Wasser nützen sich zu stark ab. —

Den hohen Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung, welcher gegenwärtig hauptsächlich beim Betrieb elektrodynamischer Maschinen verlangt wird, macht die rationelle Regulierbarkeit hydraulischer Motoren zu einer Tagesfrage.

Erbauer von Wasserrädern haben deshalb Veranlassung, der raschen und leichten Beweglichkeit der Regulierschützen ihrer Räder alle Sorgfalt in konstruktiver Hinsicht angedeihen zu lassen.

Bei der Wahl des Motors für elektrischen Betrieb — selbst schon für Webereien, Spinnereien u. s. w. — wird die Frage sofort zu Gunsten der Turbinen entschieden, da diesen Kraftmaschinen eine größere Gleichförmigkeit der Bewegung und höheres Anpassungsvermögen an veränderliche Widerstände in besonderem Grade eigen sein soll. Nach genauer Prüfung wird man jedoch finden (die Erfahrung mit Turbinenanlagen für genannte Zwecke hat dies auch schon bestätigt), daß nur das System der radialen Beaufschlagung mit beweglichen Leitschaukeln hierfür besonders geeignet erscheint, dagegen sind bei axialem Durchfluß, sei es nach dem Reaktions- oder Aktionsprinzip mit Flachschieber- oder Ringschieberregulierung die Reguliertheile bei fortwährender Bewegung starker Abnutzung und grossem Kraftaufwand unterworfen.

Welchen Wert hat eine Reguliervorrichtung, die für sich selbst einige Pferdekräfte Effekt und mehrere Minuten Zeit braucht, bis sie überhaupt zur vollständigen Wirkung gelangt, oder nur durch ein beträchtliches Zuviel oder Zuwenig in Anstoß gebracht werden kann, um einzugreifen?

Der Lieferant des Regulators bei der 300 HP. Turbine in Lauffen a/N. zur Kraftübertragung Lauffen — Frankfurt a/M. war z. B. genötigt, einen Zellenaufsatz mit radialem Einfluß auf den Leitapparat der Turbine aufzusetzen, um der Bedingung zu entsprechen, daß der Regulator die ganz geöffnete Turbine bei plötzlicher gänzlicher Entlastung in ungefähr 20 Sekunden geschlossen haben müsse. Diese Forderung rührt von dem Bedürfnis her, daß bei etwa eintretendem Kurzschluß die Zeit des Durchgehens der Turbine auf ein möglichst kleines Maß beschränkt werde.

Die Turbine, wie sie von anderer Seite geliefert worden, war vermöge der Grundform, in der dieselbe vorlag, nicht befähigt, daß der Regulator sie vollständig beherrschen konnte. Nur der Innenkranz hatte eine Abschluß- bzw. Reguliereinrichtung und zwar in der für Axial-Girardturbinen allgemein üblichen Weise mit senkrechten Schiebern. Diese sind zu je drei Stück an einer Stange vereinigt, werden durch Drehen eines oberhalb liegenden Ringes (Stange für Stange) gehoben oder gesenkt und öffnen oder schließen damit die betreffenden Leitkanäle.

Nach Lage der Verhältnisse war keine andere Ausführung der Reguliereinrichtung für den Außenkranz möglich, als die Anbringung einer senkrechten entlasteten Ringschütze, welche den Querschnitt für die Wasserzuströmung zum Leitrade verringert oder vergrößert. Für den äußeren Leitschaukelkranz wurde ein entsprechender Aufsatz angebracht und die Ringschütze an vier Zahnstangen aufgehängt.

Die Betriebswelle der Innenkranzregulierung erhält ihren Antrieb mittels GALLScher Kette von der Arbeitswelle des Turbinenregulators; die Einrichtung ist so getroffen, daß mit beiden Turbinenkranzen, oder auch nur mit einem, je nach Kraftbedarf und verfügbarem Wasserstand, gearbeitet werden kann.

Die Ringschütze ist, wie jede Drosselvorrichtung, ein unvollkommenes Reguliermittel, ferner erschwert sie dem Regulator seine Aufgabe wesentlich.

Der Regulator muß zum Verstellen beider Kränze ungefähr 3 HP. aufwenden.

Bei Neuanlage einer Turbine für ähnliche Verhältnisse würde eine andere, leichter und rationeller regulierbare Turbinengattung, die Francisturbine, am Platze sein. Der Regulator hätte dann statt mit 3 HP. nur mit ungefähr  $\frac{1}{3}$  HP. einzugreifen, bei gleicher Schlußzeit, wodurch selbstverständlich seine Leistung noch wesentlich schneller und genauer wird.

(Vergl. Bericht der Prüfungskommission der Elektrotechnischen Ausstellung, Frankfurt a/M., SAUER-LÄNDER.)

Gestreckte Länge eines Winkels = 690 mm  
 Gestreckte Länge einer Schaufel = 650 mm

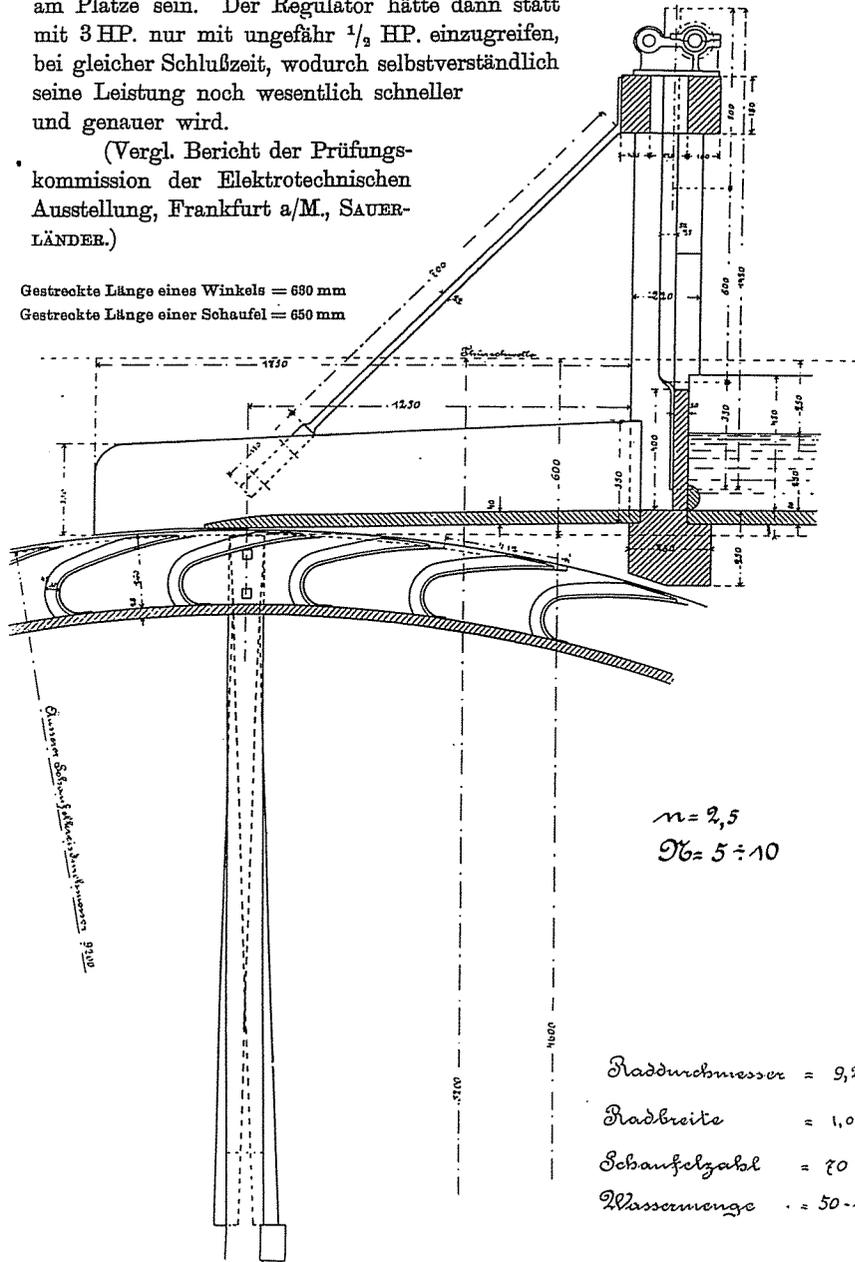


Fig. 26. Hölzernes Wasserrad mit eisernen Schaufeln.

Ebenso hatte Verfasser Gelegenheit eine Kraftübertragungsanlage mit 150 HP. (von einer bekannten Turbinenfabrik geliefert) im Betrieb mehrfach zu beobachten, bei welcher der nämliche Mißstand der axialen Reaktionsturbinen mit Bezug auf Regulierbarkeit zu Tage trat.

In dieser Hinsicht dürfte den Wasserrädern auch für elektrische Betriebe in Zukunft mehr Beachtung geschenkt werden, da deren Gleichförmigkeit im Gang und Beharrungsvermögen infolge der größeren lebendigen Kraft ihrer Maße, ebenso das Anpassen an verschiedene Wasserstände und Gefälle mindestens ebenso groß ist als bei Turbinen, hauptsächlich auch bei relativ kleineren Kräften, die meistens mit höchstem Wirkungsgrad auszunützen sind.

Im zweiten Teil der Abhandlung werden derartige elektrische Anlagen mit Wasserrädern zum Betrieb von Centralstationen für Beleuchtung und Kraftübertragung in Verbindung mit Mahlmühlen beschrieben und die erzielten Resultate angegeben. —

Die Anordnung der Schützenzüge ist aus beigegebenen Skizzen zu ersehen und empfiehlt es sich, die Zugvorrichtungen und Übersetzungsverhältnisse für im Freien befindlichen Arbeits- und Wehr-

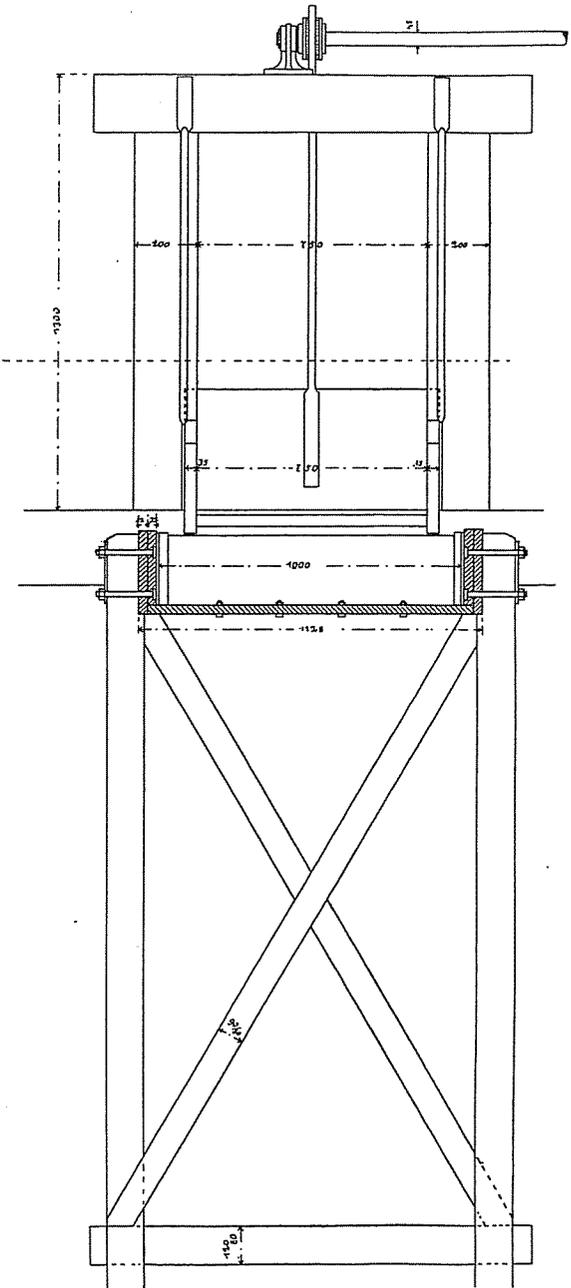


Fig. 27. Querschnitt zu Fig. 26.

fallen reichlich zu bemessen. Seitenpfosten und Querbalken der Fallengestelle wurden früher aus Holz, teilweise auch aus Stein hergestellt; gegenwärtig in den meisten Fällen jedoch in Profileisen ausgeführt und ist U-Eisenform hierzu am geeignetsten. Die billige Herstellung und große Dauerhaftigkeit des schmiedeeisernen Rahmens läßt es angezeigt erscheinen, diese Ausführungsart allgemein durchzuführen. — Verfasser wendet ausschließlich schmiedeeiserne Zahnstangen für Schützenzüge an und haben sich dieselben bezüglich Witterungsverhältnisse und Inanspruchnahme durch größere Betriebssicherheit sehr gut bewährt. Die Herstellung des gezähnten Teils erfolgt am zweckmäßigsten mittels Stoßmaschine. Schneckengetriebe haben trotz höheren Reibungsverlustes den Vorzug stärkerer Hintersetzungsverhältnisse und machen auch eine Sperrvorrichtung der Züge entbehrlich.

Die Figuren enthalten sowohl Fallengestelle mit einer Schütze und einfacher Windevorrichtung als auch solche mit mehreren Schützen und stärkeren Zugsvorrichtungen.

#### Vierter Abschnitt.

##### Die rückschlächtigen Wasserräder.

Rückschlächtige Wasserräder werden unter ähnlichen Verhältnissen wie überschlächtige angewendet, finden sich aber vorzugsweise bei sehr veränderlichen Ober- und Unterwasserständen und stark variablen kleineren Wassermengen ausgeführt und einem überschlächtigen Rade vorgezogen.

Passende Anwendung bei Gefällen von etwa 3 bis 5 m mit Rad-durchmessern von

$$D = 1,3 \text{ bis } 1,4. H = 4,50 \text{ m bis } 7 \text{ m} \dots \dots (35)$$

Für Gefälle von ca. 3 m erhalten überschlächtige Räder so kleine Durchmesser, daß sie ungleichförmige Widerstände, infolge der geringen lebendigen Kraft ihrer Masse, nur auf Kosten eines stoßweisen Ganges zu überwinden vermögen. Der Eintritt des Wassers ist mangelhaft, seine Wirkung eine unvollständige, da dasselbe nicht zur Ruhe kommen kann und nach kurzem Hin- und Herschlagen in den Zellen bereits am Unterwasserspiegel angelangt ist.

Bei geringer Füllung der Räder machen sich diese Übelstände weniger bemerkbar, aber schon bei stärkerer Beaufschlagung sinkt der Nutzeffekt bedeutend, da eine Menge Wasser über das Rad hinflutet und für den Effekt verloren geht. Bei veränderlichem Unterwasserstand zeigen diese Räder eine stockende Bewegung und trotzdem hierbei gewöhnlich eine größere Wassermenge zur Verfügung steht, läßt sich der Gefällverlust doch nicht durch eine stärkere Beaufschlagung ersetzen, da diese Durchmesser keine bedeutende radiale Tiefe zulassen und größere Breite die Räder schwerfällig und teuer macht.

Wir greifen daher nicht zu niedrig, wenn wir für diese Klasse hydraulischer Motoren einen Wirkungsgrad von nicht viel über 60% voraussetzen.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Die heutigen Produktionsverhältnisse verlangen eine höhere Ausnützung, besonders bei relativ kleinen Kräften, welche häufig in den angegebenen Grenzen liegen.

Für stark veränderliche und kleinere Wasserquantitäten, wobei von der Anlage von Turbinen ganz abgesehen werden muß, ist besonders das rückschlächtige Rad mit Kulisseneinlauf geeignet.

Durch den Kulisseneinlauf strömt das Wasser dem Rade nicht in einem Strahle zu, sondern wird durch gebogene Flächen von möglichst geringer Dicke in mehrere übereinander liegende Schichten geteilt; die Folge davon ist ein nahezu tangentialer Eintritt und eine gleichmäßige Führung des Wassers.

Die Kulissenschütze gestattet die Einlaufstelle dem jeweiligen Oberwasserstande anzupassen und indem die Ablaufrichtung im Unterkanal mit der Bewegungsrichtung des Rades übereinstimmt, wirkt sein Waten weniger nachteilig.

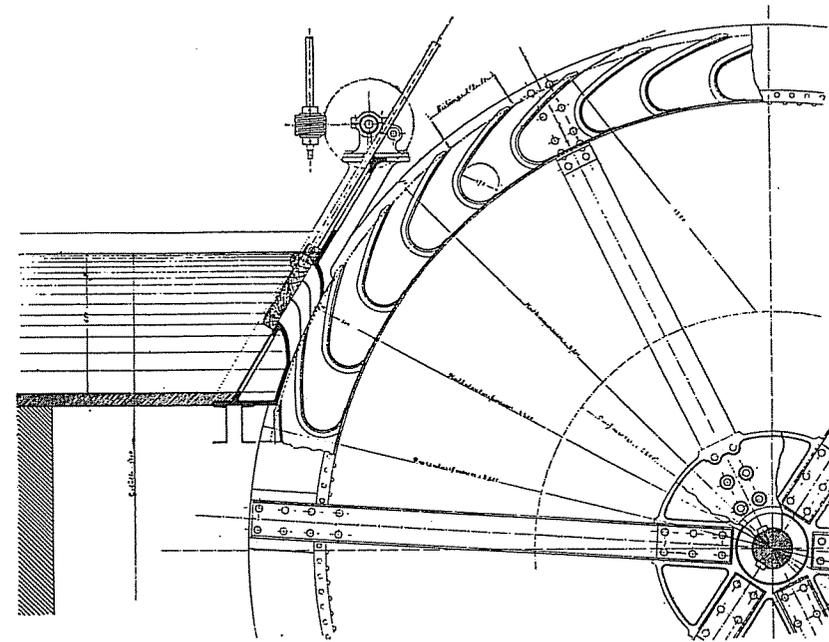


Fig. 28. Rückschlächtiges Zellenrad mit Kulisseneinlauf.

Da durch Stoßräder dem Wasser nur die Hälfte seiner lebendigen Kraft entzogen werden kann, so wird ein Rad eine um so bessere Wirkung ergeben, mit je weniger Stoß das Wasser arbeitet, d. h. auf einem um so größeren Teil des Gefalles man dasselbe an einem möglichst langen Hebelsarme vermöge seines Gewichtes wirken läßt. Dieser Gedankengang führt auf das rückschlächtige Wasserrad mit Überfall- oder Kulisseneinlauf.

Die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  wird passend = 1,3 bis 1,6 m i. d. Sekunde angenommen. Ihre Steigerung über 1,8 m hinaus ist bei freihängenden Rädern, wie sie hier vorausgesetzt sind, mit Rücksicht auf Gefällverluste (frühzeitige Entleerung der Zellen und das großenteils verloren gehende Stoßgefälle) nicht ratsam, da diese Räder in solchen Fällen angewendet werden, bei welchen

Wert auf hohen Nutzeffekt mit Rücksicht auf den Herstellungspreis gelegt werden muß.

Den Zellen kann dieselbe Grundform gegeben werden wie bei ober-schlächtigen Rädern, abgesehen von der Komplikation, welche die Ventilation der Zellen mit sich bringt.

Wäre hier nicht der mißliche Umstand, daß die Hinterflächen der Schaufeln vom einfließenden Wasser gestoßen werden und der Wassereintritt bei diesen Rädern selten in befriedigender Weise erfolgt, so könnte der Wirkungsgrad noch etwas größer gefunden werden, als für ober-schlächtere Räder bei gleichen Werten von  $H$ .

Der Wirkungsgrad vergrößert sich dadurch, daß man das Stoßgefälle vermeidet oder wenigstens erheblich vermindert, dabei das Aufschlagwasser durch einen Überfalleinlauf mit nur wenig größerer Geschwindigkeit, mit der es im Gerinne zuströmt, in das Rad einfließen läßt und letzteres mit einem Kropfe umgiebt.

Man wird dadurch zur Anlage eines Schaufelrades, anstatt eines frei-hängenden Zellenrades geführt, dessen Wirkungsfähigkeit auch bei veränderlichem Unterwasserstand eine größere ist und das bei gleichem Herstellungspreis vorteilhafter arbeitet. Es werden deshalb verhältnismäßig selten rückschlächtere Zellenräder ausgeführt und geben nachstehende Beispiele weiteren Aufschluß über die Gesichtspunkte, nach welchen die Entscheidung bei der Wahl des Motors zu erfolgen hat.

#### Erstes Beispiel.

#### Vergleichende Kostenberechnung über ein rückschlächtiges Zellenrad mit Kropf.

Die Konstruktionsgrundlagen für den Motor sind:

Gefälle	$H = 3,40$ m
Wassermenge	$Q = 120$ bis $360$ l i. d. Sekunde
Leistung à 74% Wirkungsgrad	$N_n = 12$ HP. max.

Der Auflaufkanal mündet in einen Strom, welcher zeitweise starken Rückstau bildet, ohne daß das Betriebswasser sich erheblich vermehrt. Wir ordnen deshalb einen Kropf und ventilierte Zellen an und wählen:

Raddurchmesser	$D = 4,80$ m
Breite (der Schaufelkranz wird in der Mitte geteilt) $2 \times 1$ m	$B = 2,0$ m
Schaufelzahl	$Z = 40$
Schaufelteilung $= \frac{15,080}{40}$	$t = 0,377$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,360$ m
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 6$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,5$ m
Füllungsgrad $\frac{Q}{a \cdot B \cdot v}$	$\epsilon_1 = 0,33$
desgl. mit Rücksicht auf die Schaufeldicke	$\epsilon = 0,35$

#### Gewichtsüberschlag.

80 Schaufeln, 1 m lang, mit 2 angenieteten Winkeleisen, $35 \times 35 \times 6$ , Blechstärke 3,5 mm	1800 kg
3 Felgen, 370 mm breit, 6,5 mm dick, mit Laschen	910 "
Winkeleisen für die Felgen	220 "
80 Schaufelstützen $Z$	25 "
Nieten	160 "
16 Arme U-Eisen Nr. 12, $145 \times 60 \times 8$ mit Einlageplatten	635 "
8 Diagonalverbände	250 "
	<hr/> 4000 kg
2 gußeiserne achtarmige Rosetten mit Keilen und Nabenringen	500 "
1 Radwelle aus Flußeisen ca. 4 m lang mit eingedrehtem Lagerzapfen	700 "

Gesamtgewicht des Rades: 5200 kg

Preis ca. M. 2800.—.

Zur Berechnung der Wasserradwelle sei gesetzt:

Das Radgewicht  $G = 5200$  kg

Das Wassergewicht  $G_s = 1100$  "

Gesamtbelastung  $G_s = 6300$  kg

Durch Anwendung von 42 Radschaufeln würde sich die Schaufelteilung ändern zu:

$$t = \frac{15,08}{42} = 0,359 \text{ m}$$

und es könnten anstatt 16 jetzt 12 Arme genommen werden; dabei würde sich das Radgewicht nur unerheblich ändern.

#### Zweites Beispiel.

#### Rückschlächtiges freihängendes Zellenrad.

Das auf Tafel VIII dargestellte rückschlächtere freihängende Zellenrad wurde für folgende Verhältnisse konstruiert:

Wassermenge i. d. Sekunde	$Q = 65$ bis $300$ l
Gefälle	$H = 4$ m
Nutzleistung	$N_n = 2,6$ bis $12$ HP
Durchmesser	$D = 4,600$ m
Breite	$B = 1,700$ "
Schaufelzahl	$Z = 49$
Umdrehungen i. d. Minute	$n = 5$
Umfangsgeschwindigkeit	$v = 1,204$ m
Füllungsgrad	$\epsilon = 0,1$ bis $0,5$
Armzahl	$A = 7$
Schaufelteilung	$t = 0,294$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,300$ "
Kranzbreite	$a_1 = 0,360$ "

## Gewichte der einzelnen Teile

1 Wasserradwelle, 3,50 m lang, 150 mm dick	587 kg	
2 Lager hierzu mit Bronzeschalen und Sohlen	419 "	
2 Rosetten 7armig	475 "	
14 Arme U-Eisen, 2 Seitenkränze, 360 mm breit, 4,60 mm Durchmesser	2248 "	
49 Blechschaufeln mit angenieteten Winkeleisen per 100 kg M. 52.—	3729 kg	M. 1939.08
1 Zungeneinlauf bestehend in:		
1 gußeisernen Rahmen mit eingegossener schmiedeeiserner Blechzunge		
1 Schieber mit angenietetem Überfallblech		
2 Zahnstangen mit Getrieb		
1 Fallenzugachse mit 2 Bockchen, Getrieb und Handrad	622,5 "	
per 100 kg M. 52.—		323.70
	4351,5 kg	M. 2262.78

Das Rad wurde mit Rücksicht auf die geringe Wassermenge, welche einen großen Teil des Jahres auf dasselbe wirkt, mit sehr enger Schaufelteilung ausgeführt, doch können recht wohl 12 Arme und 48 Schaufeln angewendet werden, die Schaufelteilung erhöht sich dann auf  $\frac{14,451}{48} = 0,301$  m.

Da die Zellen nicht ventiliert sind, würde die „Schluckweite“ dadurch etwas vergrößert, was vorteilhafter wäre. Die Radwelle dürfte sich bei voller Ausnutzung der Kraft etwas schwach erweisen. Bemerkenswert ist die Anordnung des Einlaufs, welcher durch die Blechzunge in zwei ungleichweite Sektionen geteilt wird; die obere Öffnung ist für das kleinste Wasserquantum berechnet, die untere soll gemeinschaftlich mit der ersteren die volle Wassermenge durchlassen. Der Einlauf ist so nah als möglich ans Rad gerückt und es sollen durch das Übertreten der Seitenkränze um 60 mm über die Schaufelkanten Wasser-verluste vermieden werden.

## Drittes Beispiel.

## Rückschlächtiges Schaufelrad.

Für die neue Pumpstation der Stadtgemeinde Ebingen war ein eisernes rückschlächtiges Wasserrad samt den nötigen Transmissionen und Räderwerken zum Betrieb eines liegenden doppeltwirkenden Pumpwerkes zu liefern.

Für das Wasserrad wurde festgesetzt:

1. Dasselbe soll ein aus Eisen konstruiertes rückschlächtiges, langsam gehendes Schaufel- oder Zellen-Wasserrad mit Kulisseneinlauf sein.

Die verfügbare mittlere Trieb-Wassermenge beträgt ca. 300 Sekundenliter, das gegebene Nutzgefälle 3,80 m, woraus sich bei einem zu garantierenden Nutzeffekt von 70 Prozent der Wasserkraft für den Motor eine Kraftäußerung von 10,7 Pferdekraften erzielen läßt.

Mit einer sekundlichen Umfangsgeschwindigkeit von ca. 1,5 m ergeben sich für das Rad bei 6 m Durchmesser 4,77 Umdrehungen in der Minute.

Bezüglich der Breite des Rades, Anzahl, Tiefe und Form der Radzellen oder Radschaufeln wurde der ausführenden Fabrik innerhalb der üblichen Normen freier Spielraum gelassen.

Zwei auf der Welle festgekeilte gußeiserne Rosetten sollen zur Befestigung der beiden Armsysteme von je 6 schmiedeeisernen U-Armen dienen, welche letztere sowohl unter sich, als auch mit den gegenüberliegenden Rosetten mittels der nötigen Anzahl geeigneter Streben aufs solideste zu versteifen sind.

Bei der Wahl eines Zellenrades sind die einzelnen Segmente des aus hinreichend starkem Bleche hergestellten Seitengetäfels an die Radarme festzunieten und unter sich mit Laschen zu verbinden.

Der Radboden, sowie die Schaufeln oder Zellen müssen dabei ebenfalls aus Eisenblech hergestellt und bei notwendig werdenden Auswechslungen jederzeit herausgenommen werden können.

2. Die erforderliche Transmission mit Räderwerken zur Kraftübertragung vom Wasserrad auf die Pumpmaschine, bestehend in einem auf der Radwelle befestigten Stirnrade von ca. 3 m Durchmesser und einem Vorgelege („Eisen in Eisen“) im Übersetzungsverhältnis von 1:4 mit stählerner Kurbelwelle, gußeiserner Kurbelscheibe und stählernem Kurbelzapfen für zweifache Hubveränderung.

3. Die Größenabmessungen des Pumpwerkes sind so zu wählen, daß bei durchschnittlich 4 bis 5 Umdrehungen des Wasserrades, bzw. 16 bis 20 Umdrehungen der Kurbelwelle i. d. Minute und einem Wirkungsgrad der Pumpe nicht unter 90 %, dasselbe 8 l in der Sekunde oder rund 29 cbm in der Stunde nach dem 3800 m von der Pumpstation entfernten und mit seinem Übereich 77,0 m höher als der niederste Saugwasserspiegel gelegenen Hochreservoir zu liefern imstande ist.

4. Die guß- und schmiedeeisernen Bestandteile für die zum Wasserrad gehörige Einlaß- und Regulierfalle mit Kulisseneinlauf sowie zur Leerschußfalle und zum Schutzrechen vor dem Wasserradhause.

Für das Wasserrad mit dem angehängten Wasserkraft-Pumpwerke wird überdies noch verlangt, daß diesen Einrichtungen hinlänglich starke Dimensionen zu geben sind, um bei vorhandenen größeren Betriebswassermengen dem Pumpwerk anstatt der mittleren Tourenzahl der Kurbelwelle von 15 bis 24 Umdrehungen i. d. Minute deren 20 bis 30 geben zu können, ohne Stöße, Brüche oder sonstige Betriebsstörungen befürchten zu müssen. —

Das Wasserrad wurde als Schaufelrad mit 6,50 m Dtr. ausgeführt, um die Konsumtionsfähigkeit desselben bei größeren Wassermengen zu erhöhen und die Widerstände der Pumpen leichter zu überwinden, was bei einem Zellenrad nur durch ungewöhnlichen Füllungsgrad ermöglicht werden könnte.

Obleich der Motor unserer Einteilung gemäß bei den Schaufelrädern Aufnahme finden sollte, wurde derselbe doch hier beigezogen, um die Grenzen der Verwendung rückschlächtiger Zellenräder an diesem Beispiel zu zeigen.

Die Ausführung zeigt folgende Verhältnisse:

Durchmesser des Rades	$D = 6,50$ m
Breite	$B = 1,50$ "
Schaufelzahl	$Z = 48$
Radiale Tiefe	$a = 0,60$ m

Umdrehungen i. d. Minute	$n = 4,4$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,50 \text{ m}$
Wassermenge	$Q = 300 \text{ l}$
Gefälle	$H = 3,820 \text{ m}$
Effektive Leistung à 75 %	$N_n = 11 \text{ HP}$

## Gewichte der einzelnen Teile.

1 Wasserradwelle 3,50 m lang, 215, 240 u. 200 mm dick	913 kg
1 Wasserradlager mit Bronzeschalen 230 × 150 mit Hohlgußsockel	185 „
1 desgleichen 260 × 200 mit Mauerkasten	462 „
2 Ankerbolzen 2140 × 38 mit 2 Keilen und 2 Platten	86 „
2 sechsarmige Rosetten mit Keilen und Nabenringen	950 „
12 Arme U-Eisen 2430 × 176 mit angenieteten Laschen für die Streben	306 „
12 Winkelstreben 50 × 50 × 6	100 „
24 Laschen	44 „
4 Ringsegmente mit je 2 Ringen 60 × 90 × 9 mit je 12 aufgenieteten Schaufelstielen 70 × 55 × 7	712 „
4 desgleichen	717 „
48 Blechschaufeln 1500 × 1000 × 5	2274 „
Nieten	96 „
17 Steinschrauben	20 „
1 Kulisseneinlauf mit 2 Öffnungen mit ausziehbarem Mittelstück	610 „
1 kompl. Regulierschützenzug mit 2 schmiedeeis. Zahnstangen, 2 Fallenzugböckchen mit Führungsrollen und 2 Getrieben, 1 Achse mit Schneckenrad, Schnecke, Vorgelegewelle mit konischem Getrieb, Handrad mit Platte	243 „
1 Regulierfalle aus Eichenholz mit 2 Fallenanfassungen 1620 × 520 × 55 mit angeschraubter abgerundeter Überfallschwelle	
1 zweiteiliges Stirnrad 164 E. Z. Dtr. = 3,806 m, B = 0,195 m, Teilung = 67,5 mm, 2 Nabenringe, 2 Keile	2158 „
1 Stirntrieb 38 E. Z. D = 0,836 m, B = 0,195 m, Teilung = 67,5 mm, Bohrung = 130 mm	306 „
2 Keile	12 „
1 schmiedeeisernes Fallengestell zur Vorfalle	269 „
1 Vorfalle aus Eichenholz 1650 × 950 × 70, 1 Schützenzug zur Vorfalle	245 „
1 Leerlauffallen-Gestell mit Schützenzug und Schütze	285 „
40 Rechenstäbe aus Ovaleisen 1,80 m lang, 120 Nägel, 2 Schraubenschlüssel	162 „
2 Reservebronzelagerschalen	20 „

Preis einschließlich Montage M. 6887,50.

## Fünfter Abschnitt.

### Besondere Räderkonstruktionen.

## Milot-Rad.

Vertikales Wasserrad mit innerem Einlauf.

Dieses durch Figuren 29 und 30 dargestellte, von der Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen ausgeführte Wasserrad unterscheidet sich von anderen Wasserrädern dadurch, daß das Wasser am innern Radkranz eintritt, während der Austritt am äußern Umfang stattfindet.

Das Zuflußgerinne teilt sich vor dem Rade in zwei Arme, welche sich zur Innenseite der Radkränze umbiegen. Das Wasser tritt über eine Überfallschütze in die eigentümlich gekrümmten Radschaufeln, giebt seine Geschwindigkeit an das Rad ab, wirkt durch sein Gewicht, bis das äußere Schaufelende dem Unterwasser nahe ist und entleert sich allmählich.

Die beiden äußeren und der mittlere Radkranz sind unter sich durch die Schaufeln und mit der Welle durch ein zwischen den beiden Einlaufarmen durchgehendes doppeltes Armsystem verbunden, das durch zwei Rosetten, welche die gegen die Mitte geneigten Arme tragen, auf der Achse festsetzt.

Das Rad findet Verwendung bei Gefällen, wofür bisher ober- und rückschlächlige Räder gebaut wurden. Besonders geeignet ist dasselbe bei mittleren Gefällen, wo ober- und rückschlächlige Räder zu klein werden und das Gefälle für ein Kropfrad zu groß ist; es kann jedoch nur für veränderliche Wassermengen bis höchstens 500 l i. d. Sekunde bei geringer Tauchung im Unterwasser angewendet werden.

## Konstruktionsgrundlagen.

Gefälle	$H = 3,16 \text{ m}$
Wassermenge i. d. Sek.	$Q = 470 \text{ l}$
Äußerer Durchmesser des Rades	$D = 5,64 \text{ m}$
Breite der Schaufeln	$B = 2,10 \text{ m}$
Schaufelzahl (Doppelschaufel)	$Z = 54$
Umdrehungszahl i. d. Minute	$n = 4$
Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek.	$v = 1,18 \text{ m}$
Nutzleistung	$N_n = 14 \text{ Pferdekräfte}$
Radiale Tiefe	$a = 0,66 \text{ m}$
Innerer Durchmesser des Rades	$D_1 = 4,32 \text{ m}$
Geschwindigkeit am inneren Umfang	$v_1 = 0,9 \text{ m}$
Gesamtgewicht des Rades	rd. $G = 12500 \text{ kg}$ .

Der Stabilität halber werden keine stärkeren Räder als für 0,25 cbm i. d. Sek. größte Beaufschlagung für 1 m Schaufelbreite gebaut.

Die 18 Arme bilden, von den Rosetten nach der Mitte des Schaufelkranzes laufend, wo je zwei derselben an einer gußeisernen Doppeltraverse E verschraubt sind, ein Armsystem, welchem infolge seines ungünstigen Angriffspunktes jedoch nicht genügende Unterstützung des Schaufelkranzes zugeschrieben werden muß.

An die Traversen *E*, welche durch die ganze Breite des Rades parallel mit der Welle laufen, sind die beiden Seitenkränze *F* und der Mittelkranz *G* aus Blech befestigt. Die 54 Schaufeln aus Blech sind zwischen die Kränze genietet. Die 9 gußeisernen Traversen *E* verbinden die Arme mit den 3 Kränzen, die zwischen-genieteten Schaufeln gewähren den Radkränzen eine gegenseitige Verbindung.

Die Zufußgerinne aus 3 mm Blech (*c*<sup>5</sup>) stoßen nach ihrer halbkreisförmigen Biegung gegen die innere Kranzweite des Rades, wo sie durch Träger von den Seitenmauern abgestützt werden. An diesen Einläufen ist mit möglichst wenig Spielraum gegen das Rad eine Holzwand befestigt, welche einerseits das Gerinne von den gefüllten Schaufeln trennt und andererseits die Führung für die Überfallschützen *K* bildet.

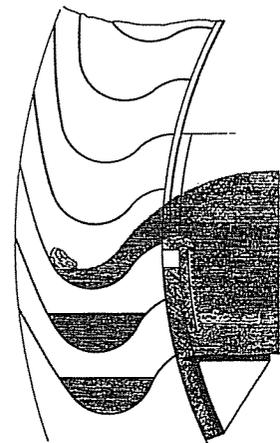


Fig. 29.  
Schaufelnschnitt des Millot-Rades.

Eintritt des Wassers fast ohne Stoß, freies Entweichen der Luft bei den größten Füllungen, späteres Entleeren, die Möglichkeit des Tauchens ohne Effektverlust, freie Wahl des Durchmessers (der Umdrehungszahl) unabhängig von dem Gefälle und der Richtung des zufließenden Wassers.

Für verschiedene Gefälle und Wassermengen läßt sich das Prinzip dieser Radkonstruktion bei entsprechender Wahl von Durchmesser, Radbreite, Kranztiefe, Schaufelzahl und Schaufelform durchführen.“

Ein solches Rad nach Fig. 30 war im Jahre 1873 auf der Wiener Weltausstellung und ist daselbst durch Prof. RADINGER gebremst worden. Das Ausstellungsrad war für 0,470 cbm Wasser i. d. Sekunde gebaut. Die Einläufe waren  $2 \times 0,857$  m breit und das Wasser rann 107 mm hoch über sie.

Der Effekt stellte sich infolge der geringen Wassermenge, über welche man verfügen konnte, auf 4 Pferdekräfte, wobei das Rad tadellos lief.

Als Nachteile lassen sich folgende Bedenken gegen das Rad anführen:

Die Angabe in einem S. 96 unten näher bezeichneten Aufsatz, daß das Rad sich für verschiedene Gefälle und Wassermengen bei entsprechender Wahl der Dimensionen ausführen lasse, erleidet eine starke Einschränkung. Damit die

Radschaufeln die richtige Lage gegenüber dem Eintritt erhalten und keine Wasserverluste stattfinden können, muß der Radhalbmesser etwa gleich dem Gefälle angenommen werden. Bei vorliegendem Rad verhält sich  $R:H=0,9:1$ . Bei Gefällen über 4 m kommt der Durchmesser außer allem Verhältnis; daraus ergibt sich selbst bei geringen Kräften ein großes Radgewicht, z. B. sind für eine

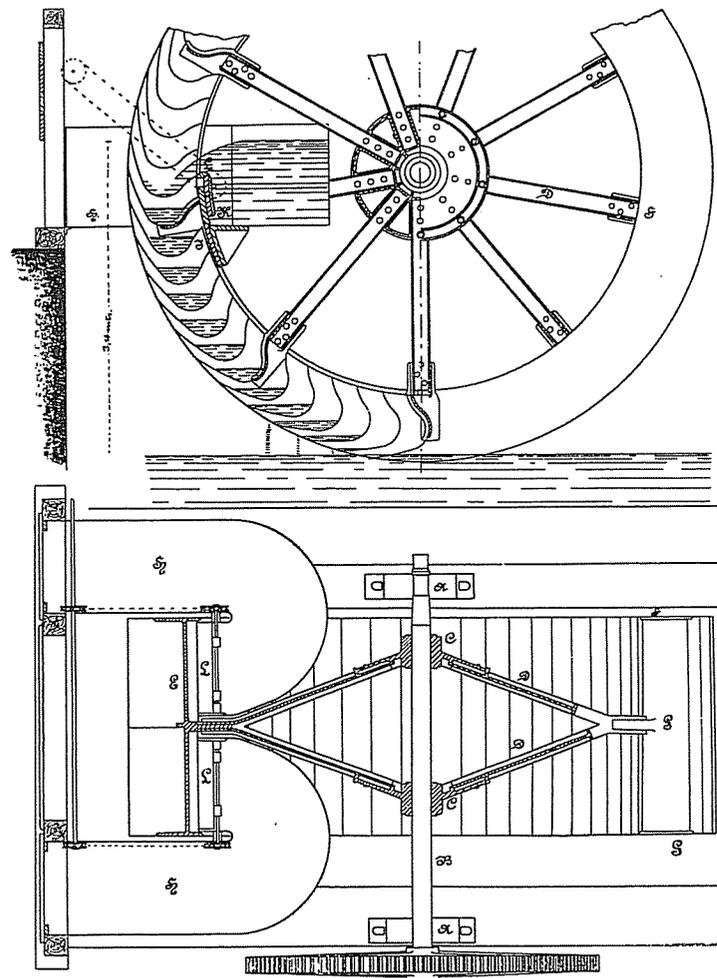


Fig. 30. Millot-Rad.

Pferdekraft durchschnittlich ca. 900 kg Materialaufwand erforderlich, somit das Doppelte des Gewichtes, das wir für überschlächtige Wasserräder bei gleichen Durchmessern gefunden haben.

Es sind zu enge Grenzen der Anwendung, wenn für diese Konstruktion nur Gefälle von 2 bis 4 m in Betracht kommen können, man wird mit einem

Schaufelrad nach den Vorlagen im II. Teil mindestens die gleich hohe Leistung bei wesentlich billigerem Preis erzielen; doch soll nicht unerwähnt bleiben, daß eben für diese Gefälle (2 bis 4 m) und kleinere veränderliche Wassermengen die Wahl des Motors immer schwierig ist.

Wenn die Zuflußmenge über 0,5 cbm i. d. Sekunde steigt, müßte das Rad eine Breite erhalten, welche für das nur in der Mitte des Kranzes wirksame Armsystem verhängnisvoll werden würde, denn die Stabilität desselben scheint nicht über jeden Zweifel erhaben, wenn das Rad normal gespeist wird.

Die zweimalige Ablenkung des einfließenden Wasserstromes um 90° kommt in der Wasserbewegung durch Unregelmäßigkeiten und Wirbel zum Ausdruck und es bleibt eine offene Frage, ob beide Radhälften zu allen Zeiten gleichviel Wasser enthalten. Ist letzteres nicht der Fall, so entsteht wegen ungleicher Belastung die Gefahr baldiger Lockerung der Schrauben und Niete. Die muldenförmige Schaufel begünstigt ein längeres Hin- und Herschwingen des Wassers, das im Rad spät zur Ruhe gelangt, auch dürfte die innere Schaufelhälfte bei Tauchung über den halben Radkranz Wasser mit in die Höhe nehmen. Zu beanstanden ist ebenfalls die reichliche Verwendung von Gußeisen, welche bei eisernen Wasserrädern so viel als möglich ausgeschlossen sein sollte, doch hat das Wasserrad nach diesem System, welches genanntes Haus in eigenen Geschäft seit 1871 im Betrieb hat, bis jetzt noch keinerlei Reparatur erfordert.

Ganz ohne Gefäll- und Stoßverlust kann die Wirkung des Wassers auch bei diesem Motor nicht erfolgen, denn der Wassereintritt über eine Überfallschütze ist hier wie bei Schaufelrädern naturgemäß den gleichen Bedingungen unterworfen.

Die Berechnung des Rades erfolgt wie bei Überfallrädern; die Umfangsgeschwindigkeit richtet sich nach der Eintrittsgeschwindigkeit und wird der Überfallhöhe bei Mittelwasser angepaßt. Der Eintritt des Wassers erfolgt etwas über der Mitte des Rades.

Nach den bis jetzt gemachten Erfahrungen arbeitet das Rad mit etwa 75% Nutzeffekt. Genaue Resultate über Leistung liegen nicht vor.

Die Bedenken, die sich gegen das Rad aussprechen lassen, beziehen sich hauptsächlich auf die engen Grenzen der Verwendung; es wurden durch genannte Firma bis jetzt (innerhalb 26 Jahren), so viel bekannt geworden, nur 2 oder 3 Räder nach diesem System gebaut. Ferner ist der Kostenpunkt ein Hindernis für eine allgemeine Anwendung. Die Konstruktion stellt ein teureres Rad mit großem Gewicht dar bei geringer Stabilität gegenüber nur mäßigen Kräften, die durch dasselbe ausgenützt werden können.

Doch ist das Rad beachtenswert wegen seiner eigenartigen Idee und in Ausnahmefällen, wo nicht auf den Kostenpunkt gesehen wird, bei gehöriger Durchbildung anwendbar.

Beschreibung und Darstellung des Millot-Rades konnte im Anschluß an eine Arbeit in WEBERS Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer und unter Benutzung des durch die Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen dem Verfasser bereitwilligst zur Verfügung gestellten Materials erfolgen. Das bewiesene Entgegenkommen dieser angesehenen Firma verdient auch hier dankbare Anerkennung.

Tabelle IV.

### Tabelle über Größenverhältnisse eiserner Wasserräder mit Blechschaufeln und innerem Einlauf.

Ausgeführt von der Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen a/St.

Nr.	Empfänger	Durchmesser	Breite	Gefälle	Wassermenge	Leistung in Pferdekraften	Umdrehungen i. d. Min.	Schaufelzahl	Doppelschaufeln	Wasserrad- Welle		Lager mit Platten	Rosetten	Arme, Seitenwände u. Blechschaufeln	Wasserrad zusammen ohne Stirnrad	Einläufe	Überfallschütze	Fallenzug
										Länge und Dicke	Gewicht							
1.	Eisendreherei Straub	5,384	2	2,864	118 590	4—17	6	54		4	890	580	954	7440	9882	2	957	301
2.	Anstaltung Wien 1873	5,384	2	2,864	94 235	3—7	4,07	54		4	1330	806	926	8560	11420	2	943	—
3.	Mahlmühle	5,64	2,1	3,0	100 800	3—24	4	54		4,10 0,225	1280	—	—	—	12000	2	—	1100

### Mittelschlächtiges Wasserrad von Carl Pfister in München.

D. R. P. Nr. 29199 v. Jahr 1884.

Mittelschlächtige Räder werden gewöhnlich bei Gefällen  $H = 2$  bis  $4$  m und bei Aufschlagwassermengen  $Q = 0,2$  bis  $2$  cbm i. d. Sekunde angewendet.

Bei größeren Gefällen kommen sie zwar auch als freihängende Zellenräder vor, in welchem Fall vor allem zur Verkleinerung des Gefällverlustes  $h_2$ \* möglichst viele und lang gestreckte Schaufeln, bei kleiner Füllung und mäßiger Umfangsgeschwindigkeit ratsam sind.

Meistens jedoch ist der Bau dieser Räder als Kropfräder vorzuziehen, wobei der Gefällverlust  $h_2$ \*\* anstatt  $h_2$  besonders maßgebend für den Wirkungsgrad wird.

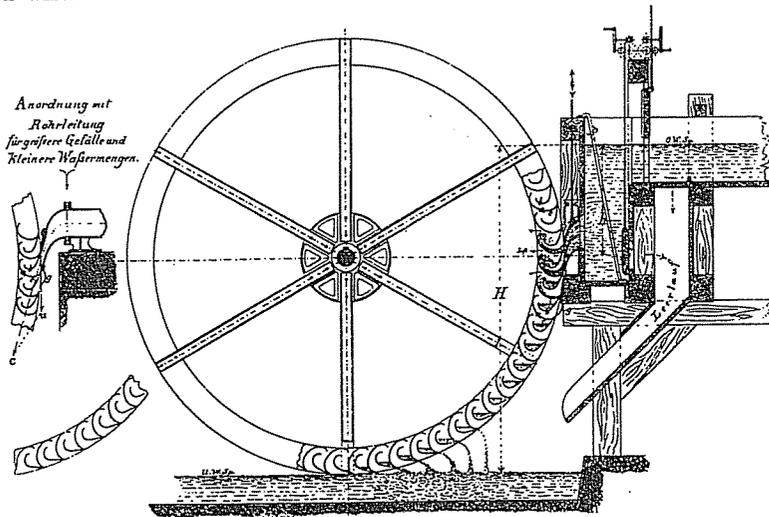


Fig. 31. Mittelschlächtiges Wasserrad von Pfister.

Wenn das mittelschlächtige Rad als freihängendes Zellenrad gebaut wird, läßt sich besonders mit Rücksicht auf  $h_2$  nur ein schwächerer Wirkungsgrad, als bei ober- und rückschlächtigen Rädern erwarten, denn dieser Gefällverlust, bei gegebener Schaufelform und gegebenen Werten von  $\epsilon$ ,  $v$  und  $D$  von bestimmter Größe, ist ein um so größerer Teil von  $H$ , je kleiner  $H$ .

Eine erhebliche Vergrößerung des Wirkungsgrades soll von der eigentümlichen Form und Anordnung der Schaufeln nach K. PFISTERS Patent zu erhalten sein.

Der Radkranz ist hier mit zweierlei Schaufeln ausgerüstet, mit den Stoßschaufeln  $AB$  und den Sammelschaukeln  $CD$ , beide gekrümmt.

Das Wasser, welches gegen  $AB$  stoßend eingeflossen ist, ergießt sich, teils längs  $AB$  hinfließend, in die darin befindliche Sammelschaukel  $CD$ , teils

\*  $h_2$  entspricht der vorzeitigen Entleerung der Zellen bei freihängenden Zellenrädern.

\*\*  $h_2$  ist ein bei Kropfrädern durch die Spielräume verursachter Gefällverlust.

durch schmale Spalten oder sonstige kleine Durchbrechungen von  $AB$  in die darunter befindliche Sammelschaukel.

Letztere bildet mit der Stoßschaufel  $AB$  einen Sammelraum, der nach außen eine nur schmale und so zu bemessende spaltartige Öffnung  $AD$  hat, daß der Ausfluß des Wassers aus ihr erst dann vollendet ist, wenn sie die tiefste Stelle des Rades erreicht hat.

Indem das Wasser (Fig. 31) durch eine Kulissen-schütze zugeführt wird und die Druckhöhe  $h = \text{ca. } \frac{1}{3}$  des ganzen Gefalles  $H$  gesetzt ist, fallen die Eintrittsverluste hier bedeutend aus. Die Umfangsgeschwindigkeit  $v$ , welche passend =  $1,50$  bis  $1,80$  m i. d. Sekunde beträgt, ist  $2,50$  m angenommen. Ihre Steigerung über  $1,80$  m hinaus ist mit Rücksicht auf den Gefällverlust  $h_2$  und auf das größtenteils verloren gehende, mit  $v$  entsprechend zu vergrößerte Stoßgefälle nicht ratsam, sofern solche Räder in Fällen zur Anwendung kommen, in welchen mehr Wert auf Vergrößerung des Wirkungsgrades, als auf Vereinfachung der Transmission zu legen ist.

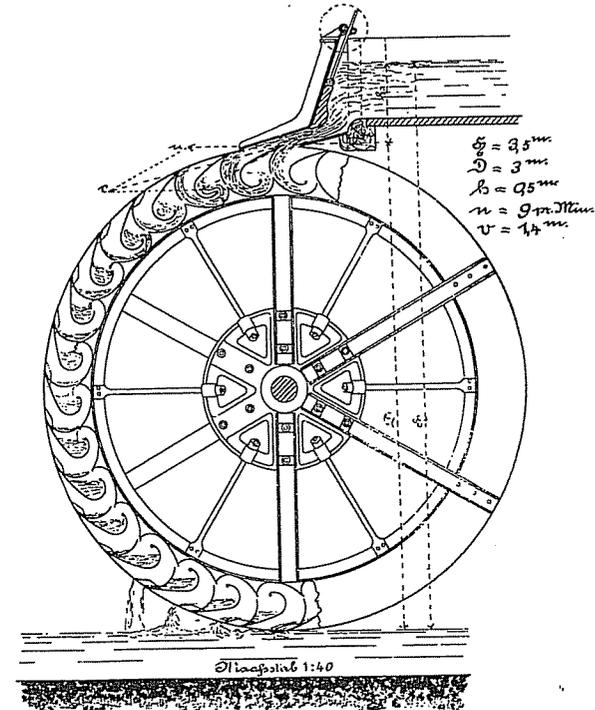


Fig. 32.

Pfister-Rad, Beaufschlagung im Scheitel und seitlicher Entleerung.

Konstruktionsgrundlagen, soweit sie aus der Patentzeichnung zu entnehmen sind. (Fig. 31.)

Gefälle	$H = 5,15$ m
Stoßgefälle	$h = 1,75$ "
Austrittsgeschwindigkeit i. d. Sek.	
0,85 bis $0,9 \sqrt{2gh} = 4,98$ m bis $5,27$ m im	
Mittel	$c = 5,125$ m
Umfangsgeschwindigkeit (in der Patentschrift mit $u$ bezeichnet)	$v = \text{ca. } 0,5 c = 2,50$ m
Tourenzahl des Rades	$n = 7$ i. d. Minute.
Durchmesser	$D = 6,9$ m
Radiale Tiefe	$a = 0,40$ m
Radiale Tiefe der eigentlichen Füllungsschaukeln	$a = 0,30$ "
Schaufelzahl (Doppelschaukeln)	$Z = 60$

Das Fassungsvermögen dürfte nicht mehr als 150 l für 1 Meter Radbreite erreichen.

Zur Berechnung der hauptsächlichsten Werte wurden folgende Formeln abgeleitet:

1. Bei gegebenen oder angenommenen Raddurchmesser  $D$  und Tourenzahl  $n$  ist

$$\text{die Druckhöhe } h = \left( \frac{D \cdot n}{38} \right)^2$$

2. Bei gegebenen oder angenommenen Raddurchmesser  $D$  und Druckhöhe  $h$  ist

$$\text{die Tourenzahl } n = \frac{38\sqrt{h}}{D}$$

3. Bei gegebener oder angenommener Druckhöhe  $h$  und Tourenzahl  $n$  ist

$$\text{der Raddurchmesser } D = \frac{38\sqrt{h}}{n}$$

Ferner bei Beaufschlagung im Radmittel:

$$D = 2(H - h); \quad H = \frac{D + 2h}{2}; \quad h = H - \frac{D}{2}$$

und bei Beaufschlagung im Radscheitel:

$$D = H - h; \quad H = D + h \quad h = H - D.$$

Aus obigen drei Formeln ist bei beliebiger Beaufschlagung am Radumfang die für den jeweiligen Fall geeignetste Aufstellung leicht zu bestimmen, wobei man aber mit den Raddurchmessern selbstverständlich nicht unter eine gewisse praktische Grenze herabgehen wird.

Das gebogene Blechstück  $g$  wird erfahrungsgemäß seinen Zweck, beim Eintritt verspritztes Wasser wieder den Schaufeln zuzuführen, nicht vollkommen erfüllen, vielmehr auf dem ganzen wasserhaltenden Bogen Wasserverlust stattfinden. Die engen Schaufelspalten werden sich durch die vom Wasser mitgerissenen Körper leicht verstopfen.

Bei diesem freihängenden Zellenrad sind die Gefällverluste  $h_2$  sowie  $h_3$  wegen vorzeitigen Ausgusses der Zellen, welcher von  $v$  abhängig und durch eine denselben befördernde Pressung des Wassers in den unteren Zellen bedingt ist, von wesentlichem Einfluß auf den Wirkungsgrad. Dieser Druck ist um so beträchtlicher, je größer  $v$  bei gegebenen Werten von  $D$  ist.

Das bezüglich des Kostenpunktes und Güteverhältnisses über das Millot-Rad Hervorgehobene findet auch auf diesen Motor seine volle Anwendung, denn die Anfertigung der zahlreichen, schwierig herzustellenden Doppelschaufeln erfordert bedeutenden Aufwand an Material und Arbeit.

Der Wirkungsgrad dürfte nicht höher als zu 60 bis 70 Prozent anzunehmen sein.

Verfasser verdankt der Gefälligkeit des Herrn PFISTER nachstehende Mitteilungen über seine Radkonstruktion, woraus Absicht, Zweck und Anwendung derselben zur Genüge ersehen werden kann.

„Bezüglich praktischer Erfolge diene zur Mitteilung, daß die erste Ausführung sich schon über 4 Jahre im Betrieb befindet und gute Resultate erzielt.“

„Es war dies eine nur sehr kleine Anlage für ein Pumpwerk, wobei 2,7 m Gefälle und 14 l i. d. Sekunde also nur 0,5 HP. theoret. zur Verfügung standen. Es werden damit 17 l i. d. Minute auf eine Höhe von ca. 50 m gefördert. Die Druckleitung ist ca. 900 m lang und 38 mm weit, so daß ca. 10 m Druckverlust, d. h. eine Gesamtförderhöhe von ca. 60 m vorhanden ist. Der Gesamtnutzeffekt beträgt demnach ca. 50%, so daß, wenn man für die Pumpe 75% annimmt, das Wasserrad ca. 67% = rd.  $\frac{1}{3}$  Pferd leistet, was in Anbetracht der geringen Kraft, wo die toten Lasten, d. h. der Leerangang schon einen sehr hohen Prozentsatz beanspruchen werden, jedenfalls günstig ist. Das Rad hat 3,5 m Durchmesser und 0,3 m Breite, 72 Doppelschaufeln und macht 9 Touren i. d. Minute.“

„Bei einer späteren größeren Ausführung war der Erfolg weniger günstig und mußte ich dabei Beobachtungen machen, die für größere Wassermengen eine andere Wahl der Querschnitte erfordert hätten. Solche Mängel ließen sich an der Hand praktischer Versuche ja leicht verbessern, doch hatte ich weiter keine Gelegenheit mehr hierzu.“

Die Konstruktion hat natürlich — wie eigentlich alle Wasserräder — nur ein beschränktes Gebiet zu ihrer Verwendung, immerhin aber könnte solche an Stelle von mittel-, rück- und überschlächtigen Rädern stattfinden, wie in einer Zusammenstellung verschiedener Aufstellungsarten gezeigt war. —

„Veranlassung zur Konstruktion dieses Rades gab der Umstand, daß besonders bei den (bisherigen) Zellenrädern beim Ein- und Austritt des Wassers ziemliche Effektverluste vorhanden sind und ferner, daß bei Wasserradanlagen nach allen bisherigen Systemen Dimensionen und Tourenzahl den vorhandenen Wasserverhältnissen entsprechend sich nur in sehr engen Grenzen bewegen konnten und die (wenigstens für gute Radanlagen) nötige geringe Tourenzahl meist schwerfällige Triebwerke und mehrfache Übersetzungen erfordert.“

„Der Verlust beim Eintritt des Wassers entsteht bei den bisherigen Rädern bekanntlich dadurch, daß die durch die Eintrittsgeschwindigkeit erzeugte lebendige Kraft nur als Stoßwirkung zur Geltung kommt und dadurch ein Teil der die nötige Eintrittsgeschwindigkeit erzeugenden Druck-(Gefälls-)höhe verloren geht. Dieser Verlust wird bei vorliegendem Rade durch Anordnung einer Aktionsschaufel vermieden, welche bei richtiger Ablenkung des eintretenden Wasserstrahles die demselben innewohnende lebendige Kraft auf das Rad mit dem höchstmöglichen Nutzeffekte überträgt.“

„Der Verlust beim Austritte des Wassers aus dem Rade entsteht durch zu frühes Entleeren der Zellen, so daß ein Teil des Wassers frei herabfallend seine Einwirkung auf das Rad verliert. Dieses zu frühe Entleeren kann bei den bisherigen offenen Zellen auch bei sorgfältigster Konstruktion und Dimensionierung nur bis zu einem gewissen Grade vermindert werden. Bei vorliegendem Rade jedoch wird eine bedeutende Verzögerung der Entleerung dadurch erreicht, daß das Wasser nur durch enge Öffnungen aus den sonst geschlossenen Zellen austreten kann und zum größten Teile bis zur tiefsten Radstelle seine Wirkung ausüben muß. Dabei soll natürlich der Querschnitt der Austrittsöffnungen dem Wasserquantum bzw. der Schaufel-

füllung und der Umfangsgeschwindigkeit des Rades entsprechen und können dieselben entweder durch einen schmalen Spalt der ganzen Radbreite nachgebildet oder seitlich als besondere Ausgußöffnungen angeordnet sein. Die vorbenannte Bedingungen erfüllende und in Fig. 31 dargestellte Schaufelkonstruktion läßt also das Wasser, nachdem es der Aktionsschaukel entlang durch Druck bzw. Ablenkung seiner Druckhöhe entsprechend gewirkt hat, in die darüber befindliche, geschlossene und mit engen Ausgußöffnungen versehene Zelle übertreten, wo es bis zum Verlassen des Rades noch durch sein Gewicht auf dasselbe wirkt.“

„Betreffendes Rad ist daher eine Kombination von Aktionsturbine und Zellenwasserrad, wobei die Aktionswirkung von der geringsten Druckhöhe an bis auf einen gewissen Teil des ganzen Gefälles ausgedehnt werden kann, so daß für ein und denselben Fall unendlich viel Aufstellungsarten möglich sind und hierdurch der weitere Zweck vorstehender Radkonstruktion erreicht ist, nämlich der, bezüglich Raddurchmesser und Tourenzahl größere Wahl zu haben und im allgemeinen kleinere Raddurchmesser und größere Umfangsgeschwindigkeiten ohne Beeinträchtigung des Nutzeffektes anwenden zu können. Man hat also bezüglich Annahme von Durchmesser und Tourenzahl innerhalb gewisser Grenzen beliebige Wahl, wobei nur das Maximum der Umfangsgeschwindigkeit nicht überschritten werden darf, wenn nicht die Gewichtwirkung des in den Zellen eingeschlossenen Wassers illusorisch werden soll.“

„Bezüglich Konstruktion, Berechnung und Wasserbewegung in den Schaufeln ist noch zu erwähnen, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades so im Verhältnis zur Eintrittsgeschwindigkeit angenommen sein soll, daß gerade noch ein Übertreten desselben in die obere Zelle erfolgt. Zu rasches Übertreten (bei zu langsamem Gange) würde Effektverlust und nicht vollständiges Übertreten ein Zurückfallen des Wassers in die Aktionsschaukel und hieraus ein zu frühes Entleeren im Gefolge haben.“

Hauptsächlich bei kleinen Wasserkräften, für welche das Pfister-Rad ohnehin besonders geeignet ist, beziffern die Reibungsverluste durch ausgedehnte Übersetzungen oft einen derartig hohen Prozentsatz der verfügbaren Kraft, daß am Ende der Transmission an der Arbeitsmaschine, als eigentlich produktive Kraft, wenig mehr zur Verfügung bleibt. Es hat das seinen Grund darin, daß man in der Praxis bezüglich der nötigen Stärken von Wellen, Rädern, Riemenscheiben u. s. w. bei kleinen Kräften aus den verschiedensten Gründen meist nicht entsprechend leicht genug baut, deshalb viel überflüssiges Gewicht zu bewegen hat, wodurch die Reibungsverluste unverhältnismäßig hoch werden. In solchen Fällen kann also allein ein Umgehen der vielen Übersetzungen, d. h. ein Rad mit schnellerem Gange helfen, welches dann zugleich an und für sich billiger und leichter ist (weil in den Dimensionen kleiner), weniger und leichteres Triebwerk erfordert und somit die mehrfachen Vorteile der geringeren Anlage- und Unterhaltungskosten sowie einer größeren Leistung bietet.

Stehen der ausgedehnten Verwendung dieses Systems auch die großen Herstellungskosten entgegen, so verdient doch das Bestreben des Konstrukteurs, das Zellenrad einer weiteren Vervollkommnung zuzuführen, alle Anerkennung.

### Die im Deutschen Reiche unter Schutz gestellten Konstruktionen.

Die Zahl der für Wasserräder erteilten Patente ist nicht erheblich, sie betreffen in der Hauptsache gewisse Einzelheiten, welche die Wirkung dieser Gattung von Motoren erhöhen sollen. Die Gesamtanordnung dieser seit Jahrhunderten in feststehenden Formen sich darstellenden Maschinen konnte durch diese Neuerungen nur wenig beeinflusst werden.

Das Bestreben der Konstrukteure ist darauf gerichtet, eine vorteilhaftere Form der die Kraft aufnehmenden Teile oder Einrichtungen zu finden, wodurch Wasserverlust vermieden oder der Widerstand beim Austreten der Zellen und Schaufeln aus dem Unterwasser verringert werden soll; ferner den Rädern besondere Nebeneinrichtungen beizufügen, um einen größeren Nutzeffekt zu erzielen oder gewisse Vorteile, welche die Turbinen auszeichnen, auch jenen zu gute kommen zu lassen, z. B. kleinere Durchmesser und größere Umlaufschnelle zu erreichen, sowie die Fähigkeit zu erlangen, höhere Gefälle als sonst üblich, ebenfalls ausnützen zu können.

Von wesentlichem Einfluß auf die Ausgestaltung und den Bau der Wasserräder sind die zu besprechenden Einrichtungen für die Praxis jedoch, wie bereits bemerkt, nicht geblieben, da die Verbesserungen sich auf solche Eigentümlichkeiten beschränken, welche die Konstruktion verwickeln und sie jenen Zufälligkeiten und Betriebsstörungen unterwerfen, die auch bei den meisten patentierten Regulierungen für Turbinen zu beobachten sind.

Die verschiedenen Eigenschaften der fließenden Gewässer treten diesen Neuerungen feindlich gegenüber, Ablagerungen (Wasserstein), Rost beeinträchtigen mit der Zeit häufig die Betriebsicherheit beweglicher Teile. Vom Wasser mitgeführte Körper veranlassen nur zu oft Einklemmungen und infolgedessen ein Zurückgreifen auf die erprobten einfacheren Formen.

#### Oberschlächlige und rückschlächlige Räder.

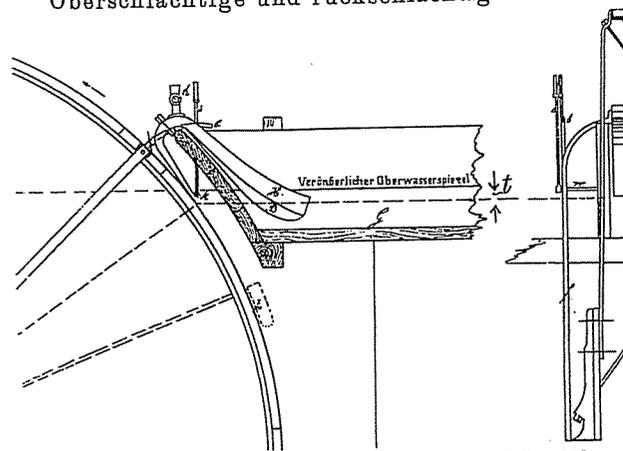


Fig. 33. D. R. P. Nr. 7283 Fr. Gosebrink in Werther bei Bielefeld.

Patent Nr. 29199 CARL PFISTER, München, haben wir bereits eingehend behandelt. Zunächst kommt Patent Nr. 7283 FR. GOSEBRINK, Werther, ein

sich selbst regulierender Hebereinlauf in Betracht. Im Gerinne wird ein Heber schwimmend erhalten, vom Oberwasser gehoben und derart durch Schienen geführt, daß der Eintrittswinkel des Wassers in das Rad, zum Zweck einer Erhöhung des Nutzeffektes, stets der gleiche bleibt.

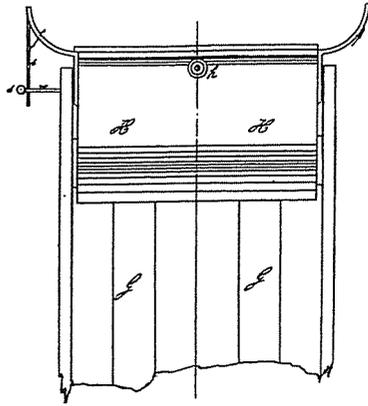


Fig. 34.

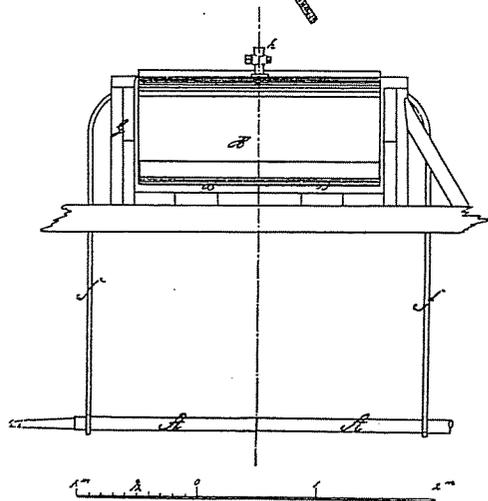
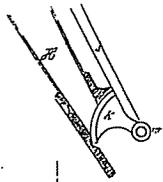


Fig. 35.

D. R. P. Nr. 7283 Fr. Gosebrink in Werther bei Bielefeld.

Üblichen abweichende Ausgestaltung der Schaufeln. Hohle, verschlossene Cylinder parallel zur Radachse sollen an Stelle der flachen Schaufeln den Zweck haben, den Widerstand beim Austritt der Schaufeln aus dem Unterwasser zu vermeiden.

Nach dem Patent Nr. 20330 E. Masson, Lenclos, finden sich im Zellenboden Klappen angebracht, welche durch das Aufschlagwasser geschlossen gehalten werden und sich durch ihr Eigengewicht öffnen, sobald die Zelle aus dem Unterwasser tritt, um dadurch der Luft von oben Zugang zu gestatten und das Entleeren zu erleichtern.

Patent Nr. 27765 betrifft ein Kübelrad. Die senkrecht und beweglich aufgehängten Kübel werden durch einen am Gerinne angebrachten Ausgußtrichter, der durch einen Schieber geschlossen gehalten wird, gefüllt. Kommt ein Kübel an den Einlauf, so öffnet und schließt ein Hebelmechanismus den Trichter. Die Entleerung erfolgt am tiefsten Punkt des Rades durch Umkippen der Kübel. Auf einfache Weise werden hier Verluste an Aufschlagwasser vermieden. Solche Räder dürften sich für höhere Gefälle, wobei der spärliche Zufluß in einem Weiher angesammelt wird und die Kraft landwirtschaftlichen Zwecken dient, am besten eignen.

#### Mittelschlächchtige Räder.

Das einzige in Betracht kommende Patent Nr. 4139 BECHLER, Eßlingen, zeigt eine ganz vom

#### Unterschlächchtige Räder.

Das unter Nr. 3843 PARLE, Frankfurt a. M., patentierte Wasserrad wird von innen beaufschlagt. Als Kropf dient ein an einem Hebelsarm schwingender

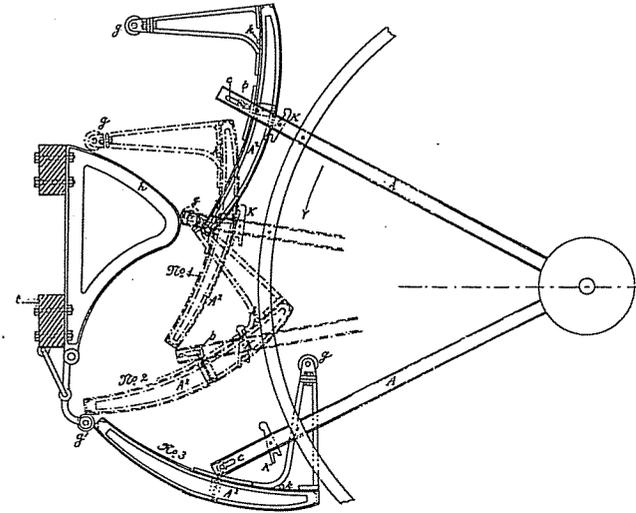


Fig. 36.

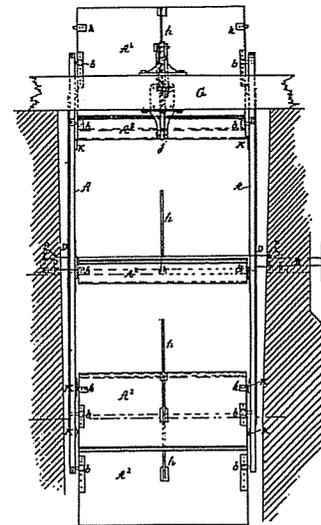


Fig. 37.

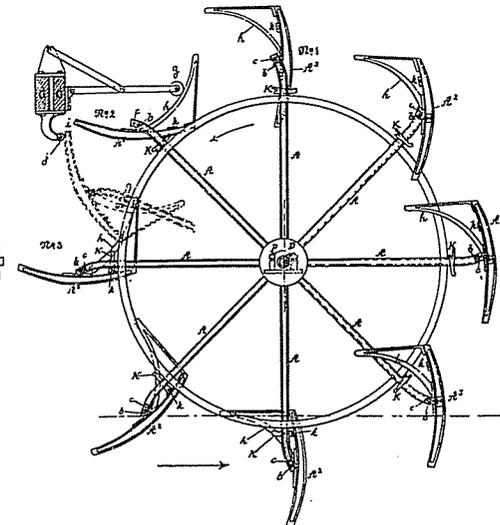


Fig. 38.

D. R. P. Nr. 43337 Jules François Lefort in Paris.

Mantel, der sich ohne Reibung an das Rad anlegen, den Wasserverlust auf einen geringen Betrag herabziehen und ferner den Zweck haben soll, durch

geschlossen geleitete Vorfüllung der Schaufelräume mit Unterwasser eine Ersparnis an Oberwasser herbeizuführen.

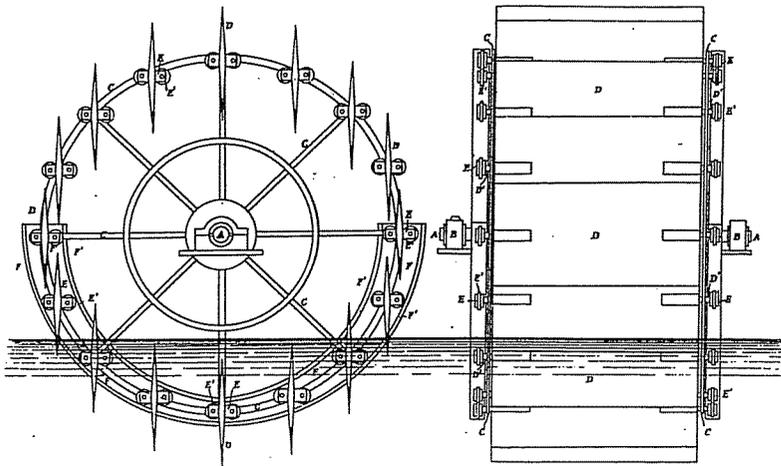


Fig. 39.

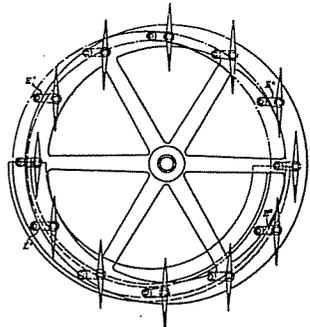


Fig. 40.

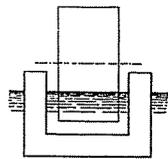


Fig. 41.

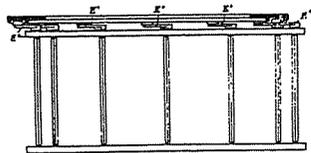


Fig. 42.

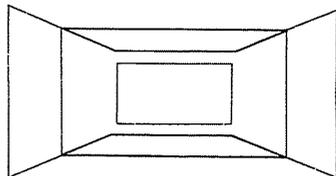


Fig. 43.

D. R. P. Nr. 20775 Augustus Figge in London.

Das verstellbare Wasserrad System TH. BÜHLMANN, Berlin, Nr. 86694, läßt sich in einem Gestelle der Höhe nach und durch Schrauben in der Richtung des Wasserlaufs verstellen, so daß bei wechselndem Wasserstand und Stauungen

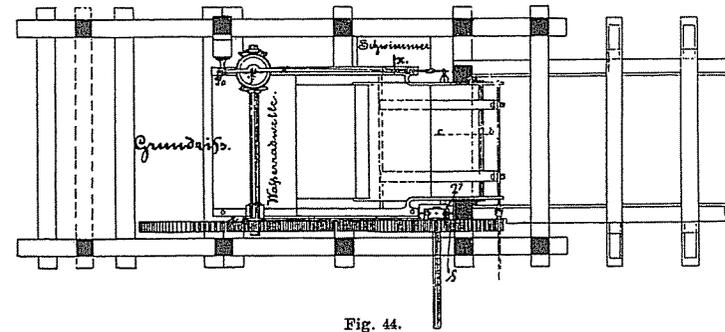
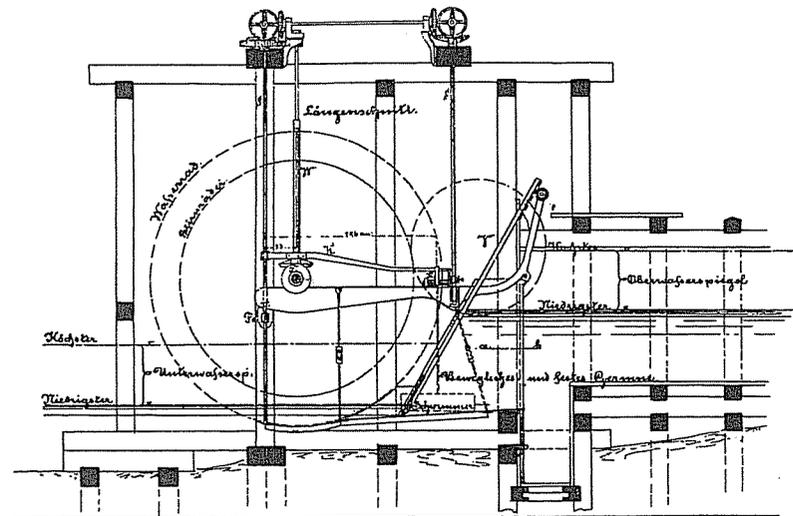


Fig. 44.

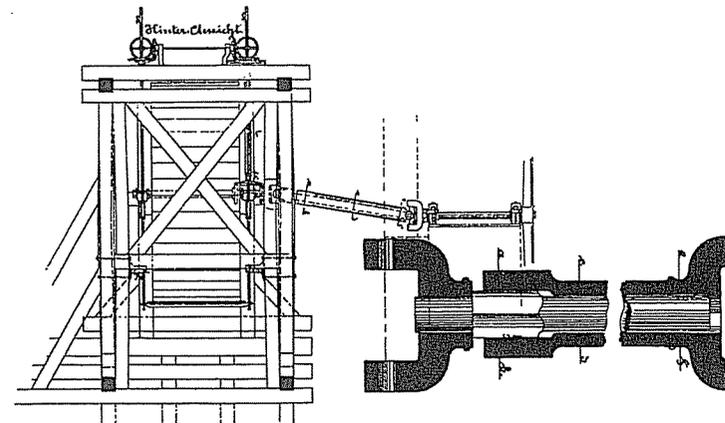


Fig. 45.

D. R. P. Nr. 24677 von Bergen in Crone a. d. Brahe.



Neben Turbinen, welche zur Benützung von Ebbe und Flut in Vorschlag gebracht wurden, ist unter Nr. 85027 auch ein Wasserrad patentiert worden. In dem das Meer mit dem Staubecken verbindenden Gerinne trägt ein Schwimmerkasten, der nach dem Wasserstand sich einstellt und in Rollenführung geht, ein Rad, dessen Ein- und Auslaufrinnen mit zwei unten befestigten, durch Winden bewegte Böden ein geschlossenes Gerinne bilden, so

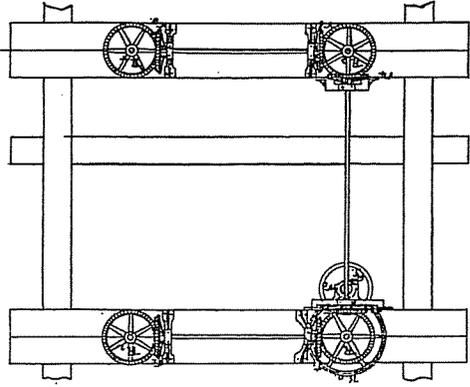


Fig. 51.

Hebelwerk, durch welches der Schwimmer vermittelt der Frictionsräder (F) auf die Bewegung des Stellapparates wirkt

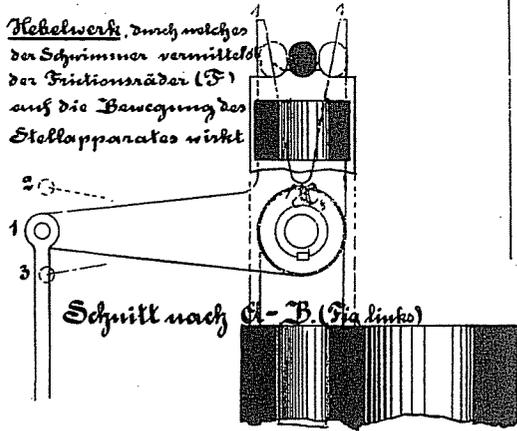


Fig. 52.

D. R. P. Nr. 24677 von Bergen in Crone a. d. Brahe.

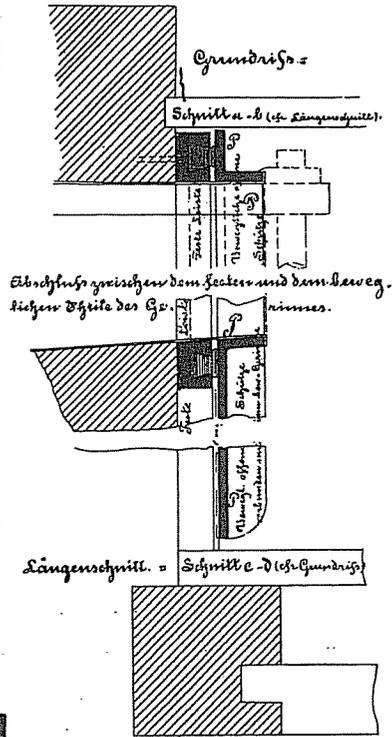


Fig. 53.

daß das Rad sowohl vom hin- als auch vom herfließenden Wasser angetrieben werden kann.

Zwei weitere Patente Nr. 43337 LEFORT, Paris, und Nr. 20775 FIGGE, London, sollen bezwecken, den Arbeitsverlust zu vermeiden, welcher durch Emporheben von Wasser beim Austritt der Schaufeln aus dem Unterwasser entsteht.

Bei ersterem Patent tritt die Schaufel mit geringer Neigung in das Unterwasser und bleibt in diesem senkrecht durch eine Gabel festgehalten

stehen, kurz vor dem Austritt wird sie durch den Gegendruck des Wassers aus der Gabel ausgehoben, die Schaufel bleibt nun so lange frei senkrecht hängen, bis die Gabel mit einer Rolle zusammentrifft, welche den Bewegungsvorgang in gleichem Sinne wieder bewerkstelligt.

Beim zweiten Patent behalten die Schaufeln die senkrechte Stellung während des Umlaufs bei und zwar in der oberen Hälfte frei hängend, in der unteren gegen den Wasserdruck festgehalten.

Mit Patent Nr. 24677 BERGEN, Crone, ist ein Pansterzeug zum Ausheben des Rades geschützt, durch welche Vorrichtung bezweckt wird, daß das Wasserrad sich mit einem Teil des Zuflußgerinnes während des Betriebs dem veränderlichen Unterwasserspiegel entsprechend hebt oder senkt.

Schiffsmühlräder.

Ein zu Bewässerungszwecken dienendes einfaches und billiges Rad ist mit Nr. 9345 ZEDLER, Görlitz, patentiert. Die Schaufeln sind als hohle Kästen

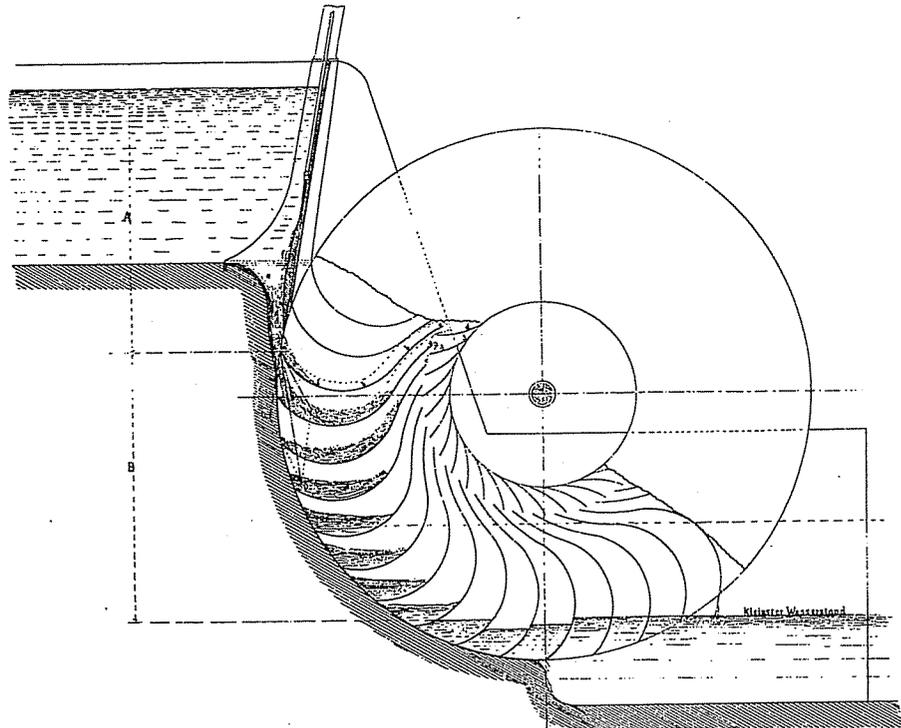


Fig. 54. D. R. P. Nr. 26039 Walter Zuppinger in Ravensburg.

in dreieckigem Querschnitt aus zugeschnittenen Brettern hergestellt. Das Rad bildet die Form eines Sterns und steht mit einem Schöpfrad in Verbindung.

Weitere Patente Nr. 39082 SCHULZE und GORMITZKI und Nr. 27783 PALLAUSCH u. a. zeigen Einrichtungen zum Feststellen der eintauchenden Schaufeln.

Das Rad Patent Nr. 5892 J. H. MÜLLER, Hamburg, hat eine schiefstehende Achse, die nach Kreisbogen geformten Schaufeln stehen senkrecht auf der geneigt liegenden Radscheibe. Durch ein Zusatzpatent ist das für die Radwelle verschiebbare Spurlager geschützt. Eine ähnliche Radkonstruktion mit radialen Schaufeln ist mit Nr. 7200 patentiert. Bei einigen weiteren Patenten lassen die Inhaber die mit einer spezifisch schweren Flüssigkeit gefüllten Zellen in einer leichteren niedergehen, während andererseits die mit der leichteren Flüssigkeit gefüllten Radzellen durch den Auftrieb in der schwereren

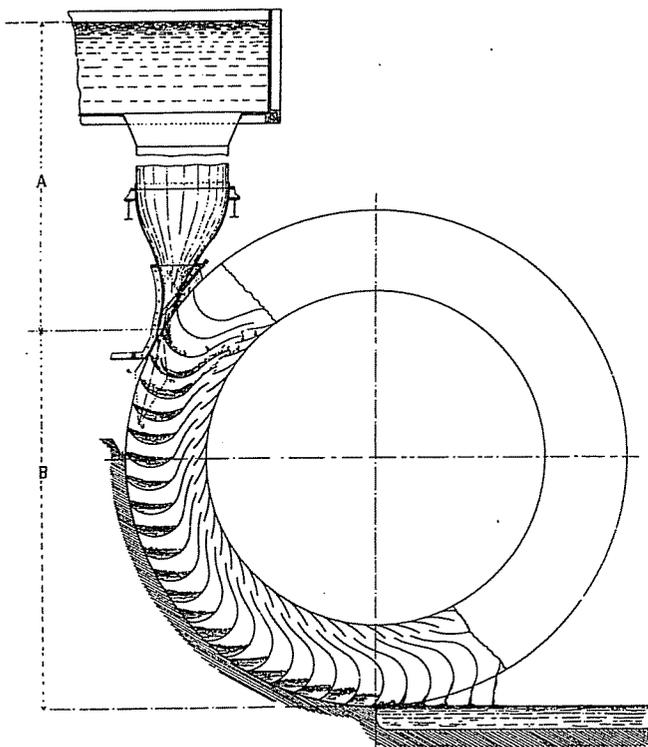


Fig. 55. D. E. P. Nr. 26039 Walter Zuppinger in Ravensburg.

gehoben werden sollen. Beim Patent Nr. 28714 kommt Wasser und Luft, beim Patent Nr. 10311 Wasser und Quecksilber zur Verwendung. Für die Praxis bleiben diese Erfindungen physikalische Spielereien.

Schließlich kommt noch das Rad Patent Nr. 26039 ZUPPINGER, Ravensburg, in Betracht, welches den Übergang zu den Turbinen bildet; das Gefälle wird hier in zwei Teile zerlegt, wobei die obere Gefällshöhe in Geschwindigkeit umgesetzt auf den Schaufeln zur Wirkung gelangt. Ist das Wasser zur Ruhe gekommen, so bleibt es bis zum Austritt als Gewicht in den Schaufeln.

Der Zeichnung in der Patentschrift nach zu urteilen ist das Rad seiner Größe, der tiefen und zahlreichen Schaufeln wegen zu schwer, um bei höherer

Umdrehungszahl nicht einen starken Reibungsverlust in den Zapfen zu verursachen, der den Wirkungsgrad wesentlich abschwächt. —

Die unveränderliche Verbindung der Radteile unter sich und des Radkörpers als Ganzes, gegenüber der starken Inanspruchnahme aller Konstruktionsglieder, hat sich den Erbauern dieser Motoren als vornehmste Aufgabe gezeigt.

Die bei einzelnen Systemen auftretende starke Stoßwirkung, die pulsierende Bewegung der Maschinen bei Staugang, ja schon die natürliche Elastizität des schmiedeeisernen Gerippes, haben lösbare Verbindungen an Wasserrädern (Schrauben) als untauglich erwiesen und für Befestigungsmittel rotwarmgeschlagene Vernietungen notwendig erscheinen lassen; dagegen vermögen Gelenke, Klappen und Hebel im Wasser, wegen starker Abnutzung nicht dauernd standzuhalten. Man wird deshalb begrifflich finden, wenn wir den angestrebten Verbesserungen wenig Erfolg zusprechen und eine Weiterentwicklung der Radkonstruktionen in Bezug auf die Wasserwirkung eher nach der Seite der Verminderung der Stoßverluste, Reibungs- und Wasserverluste hin, erwarten.

### Schutzrechen.

Zu den Hauptteilen der Zufußkanäle zählen die Schützen und der Rechen. Die gewöhnlichen festen Schutzrechen werden aus Ovalreisen, wie solches von den Walzwerken gefertigt wird, meistens in den Dimensionen  $32 \times 16$ , Gewicht pro laufenden Meter 2,8 kg oder  $36 \times 14$ , Gewicht pro laufenden Meter 2,58 kg nach den in den Tafeln angegebenen Formen ausgeführt, die einzelnen Stäbe auf einer gemeinschaftlichen Grundschwelle in der Kanalsohle und mit ihren oberen Enden am Rechenbalken aufgenagelt oder aufgeschraubt. Sind diese Schwellen aus Façon-eisen hergestellt, so erfolgt die Verbindung durch Nieten. Die obere halbkreisförmige Biegung der Stäbe erleichtert beim Reinigen das Durchziehen des Handrechens oder der Reinigungsstange, damit die vom Wasser mitgeführten Körper ohne Aufenthalt auf der Rechenbrücke abgelegt werden können.

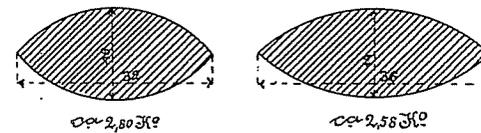


Fig. 56. Rechenstabprofile.

Die gebräuchliche Neigung des Rechens ist  $60^\circ$  und genügt Ovalreisen bezüglich Festigkeit bis zu etwa 1,75 m Stablänge. Die mittlere Entfernung der Stäbe richtet sich nach örtlichen Verhältnissen und den in einzelnen Ländern bestehenden voneinander abweichenden gesetzlichen Vorschriften. Bei Wasserrädern ist 60 bis 80 mm Stabteilung gebräuchlich, was einer Durchfußweite von 46 bis 64 mm gleichkommt; Turbinenanlagen erfordern eine wesentlich engere Rechenstellung.

Hohe und sehr breite Rechen finden sich allgemein aus dünnem Flach-eisen in Dimensionen  $6 \times 100$  —  $8 \times 70$  gebildet, dabei müssen die Stäbe mehrmals mittels durchgehender Schrauben und eingelegter Rohrabschnitte unterstützt werden, um gegen seitliche Ausbiegungen gesichert zu sein. Manchmal findet sich in den etwa 100 mm weiten festen Rechen ein herausnehmbarer

Einsatz von gleicher Teilung eingelegt, um je nach der Jahreszeit vorübergehend ein weiteres Durchflußprofil zu schaffen.

Die Reinigung erfolgt in den meisten Fällen von Hand, obwohl die automatische Reinigung von seiten mehrerer Konstrukteure angestrebt wird. Eine neue Ausführungsart ist in folgendem Abschnitte eingehend besprochen.

Als leitender Grundsatz möge gelten, daß je einfacher der Rechen ausgeführt ist, desto weniger Zwischenfälle zu befürchten sein werden, auch sollte dieser Teil eines Wasserwerks die Gesamtanlagekosten nicht erheblich vermehren.

### Rechen mit Reinigungsvorrichtung.

Von FRIEDRICH CORELL, Civilingenieur in Frankfurt a. M.

Die Vorrichtung bezweckt die im Wasser schwimmenden oder von diesem mitgerissenen, den Betrieb störenden Gegenstände, welche an dem Rechen hängen bleiben, von diesem ununterbrochen zu entfernen und auf der hinter dem Rechen angeordneten Bühne abzulagern.

Es gibt schon eine Anzahl demselben Zwecke dienender Apparate, die jedoch an verschiedenen Mängeln leiden, welche ihrer allgemeinen Einführung hindernd im Wege stehen. So liegen z. B. bei der einen Art die beweglichen, aus Ketten und Kettenrädern bestehenden Vorrichtungen im Wasser, bei der anderen, wobei Ketten und Kettenräder vermieden sind und die eigentlichen Bewegungsteile außerhalb des Wassers liegen, geht durch letzteres doch noch eine Spindel oder Zahnstange hindurch, welche den Reinigungskamm trägt, außerdem sind für diese Konstruktionen Wechselgetriebe unerlässlich, um dem Reinigungskamm zeitweise die erforderliche Auf- und Abwärtsbewegung zu erteilen. Ist schon die erste Art automatischer Reinigung mit den Bewegungsmechanismen im Wasser in der Anordnung vor, bzw. auf den Rechenstäben unbedingt zu verwerfen, da derartige Einrichtungen schon bei geringer Kälte nicht betriebsfähig bleiben, so ist die zweite Art, insofern bei ihr die Bewegungsspindel, bzw. die Zahnstangen in's Wasser eintauchen, aus gleichen Gründen ungeeignet. Außerdem tritt bei dieser Konstruktion noch der Mißstand hinzu, daß die Ausführungen durch erforderliche Wechselgetriebe, Umsteuerungsteile und sonstige sich aus der Natur der Sache ergebenden Einzelheiten außerordentlich teuer werden.

Vorliegende Konstruktion sucht die erwähnten Übelstände zu vermeiden, indem alle Betriebsmechanismen außerhalb des Wassers liegen, keine Wechselgetriebe und Umsteuerungsteile nötig und alle Ausführungsarten an jedem Rechen ohne wesentliche Betriebsstörung anzubringen sind.

Wie aus Fig. 57 bis 64 ersichtlich, kann das angestrebte Ziel auf verschiedene Weise erreicht werden. Allen Konstruktionen gemeinschaftlich ist, daß die Tragarme des Reinigungskammes, bzw. auch dieser selbst sich zwischen den sie bewegenden Ketten und den oberen letztere tragenden Kettenräder hindurch bewegen können.

Bei einigen Ausführungen, wobei die unteren Kettenräder auf einer durchgehenden gleichzeitig zum Antrieb dienenden Welle sitzen, kann sich der Reinigungskamm auch über letztere hinweg bewegen.

In den Figuren ist der eigentliche Rechen, bzw. dessen Stäbe mit *A*, die Bühne, an welche sich diese oben anlehnen, mit *B*, die Kanalsohle mit *C* und die Seitenwände des Gewindes mit *D* bezeichnet.

Von den allen dargestellten Ausführungsformen der neuen Reinigungsvorrichtung gemeinsamen Teilen sind die unteren Kettenräder mit *E*, die oberen mit *F*, und wo von letzteren je zwei nebeneinander vorhanden, diese noch mit *G*, die Ketten mit *H*, der Reinigungskamm mit *I*, die Arme, mit denen letzterer an den Ketten *H* befestigt ist, mit *K*, die Führungsschienen, welche den Reinigungskamm bei seiner Aufwärtsbewegung seitlich unterstützen, mit *L* und die Führungsschienen, welche denselben bei seiner Abwärtsbewegung

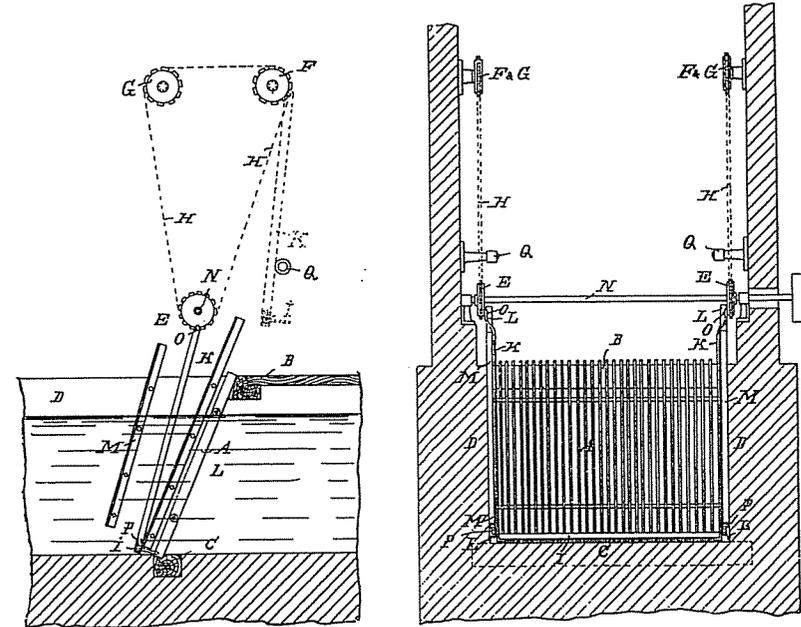


Fig. 57.

Rechen mit Reinigungsvorrichtung.

Fig. 58.

seitlich unterstützen, und dabei in einiger Entfernung vom Rechen *A* nach unten gelangen lassen, mit *M* bezeichnet.

Die Fig. 57 und 58 stellen eine Ausführungsform dar, bei welcher die unteren Kettenräder *E* auf der durchgehenden Antriebswelle *N* sitzen. Oben sind die Ketten *H* auf jeder Seite über je zwei Kettenräder *F* und *G* geführt. An entsprechenden Gliedern der zwei, zu jedem Apparat, bzw. Abteilung gehörigen Ketten *H* sind die beiden Arme *K*, welche den Reinigungskamm *I* tragen, um Zapfen *O* drehbar befestigt. Zu beiden Seiten sind an den beiden Armen *K* oder an dem Reinigungskamm *I* Rollen *P* angeordnet, welche sich auf den Führungsschienen *L* und *M* bewegen.

Endlich sind noch in einer bestimmten Lage hinter der Welle *N* Anschläge *Q* angebracht. Dreht sich die Antriebswelle *N*, so bewegen sich die

Ketten  $H$  und der Reinigungskamm  $I$  wird hierdurch über den Rechen  $A$  (aus der in Fig. 57 ersichtlichen Stelle) nach oben gezogen, wobei derselbe alle auf dem Rechen lagernden Verunreinigungen oder angesetztes Eis mit in die Höhe nimmt. Damit die Zähne des Reinigungskammes  $I$  nicht auf den Rechenstäben  $A$  schleifen, sind die Rollen  $P$  angeordnet, welche sich bei der vorerwähnten Aufwärtsbewegung des Reinigungskammes  $I$  auf den zu diesem Zwecke an den Seitenwänden  $D$  des Gerinnes, oder an besonderen Schilden angebrachten Führungsschienen  $L$ , nach oben bewegen.

Ist der Reinigungskamm  $I$  durch die Bewegung der Kette  $H$  soweit in die Höhe bewegt, daß die Rollen  $P$  an den oberen Enden der Führungs-

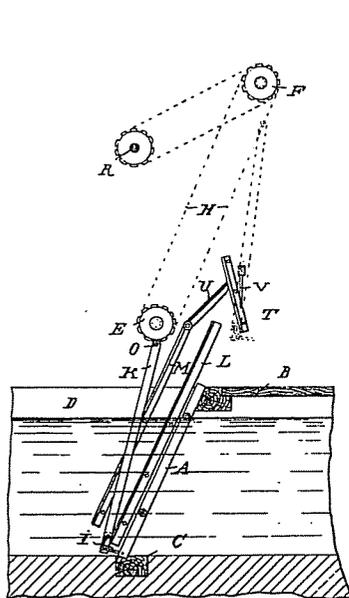


Fig. 59.

Rechen mit Reinigungsvorrichtung.

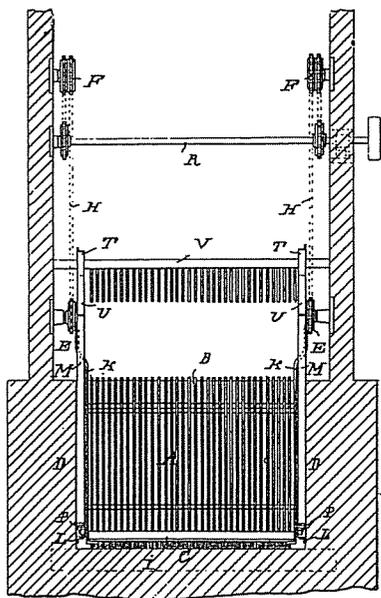


Fig. 60.

schienen  $L$  angelangt ihre Unterstützung durch diese verlieren, so bewegt sich der Reinigungskamm, seinem Bestreben senkrecht von den Ketten  $H$  herabzuhängen folgend, gegen die Bühne  $B$  zu. Hierbei stoßen die Tragarme  $K$  des Reinigungskammes  $I$ , wie in Fig. 57 punktiert dargestellt, derart gegen die entsprechend angeordneten Anschläge  $Q$ , daß angesammelte Verunreinigungen auf die Bühne abgeworfen werden.

Der so entleerte Reinigungskamm  $I$  wird hierauf durch die Bewegung der Ketten noch etwas angehoben, hängt sich an den Ketten  $H$  senkrecht und bewegt sich alsdann bei Vorwärtsbewegung der Ketten  $H$  von den Kettenrädern  $F$  nach den Kettenrädern  $G$ , über die oberen Enden der Führungsschienen  $L$  hinweg, zwischen den Ketten  $H$  und Kettenrädern  $E$  hindurch über die Antriebswelle  $N$  hinweg nach vorne und sobald die

Zapfen  $O$ , an denen die Arme  $K$  an den Ketten  $H$  befestigt sind, sich auf dem höchsten Punkte der Kettenräder  $G$  befinden, beginnt der Reinigungskamm  $I$  sich nach unten zu bewegen.

Hierbei gelangen die Rollen  $P$  auf die Führungsschienen  $M$ , hierdurch wird der sich nach unten bewegende Reinigungskamm  $I$  in einiger Entfernung vom Rechen  $A$  nach unten geleitet. Sobald der Kamm  $I$  bei dieser Abwärtsbewegung in seiner tiefsten Stellung angelangt ist, fällt er gegen das unterste Ende des Rechens  $A$ , da die Führungsschienen  $M$ , welche denselben bisher von letzterem entfernt hielten, in entsprechender Entfernung über den Boden  $C$  des Gerinnes aufhören.

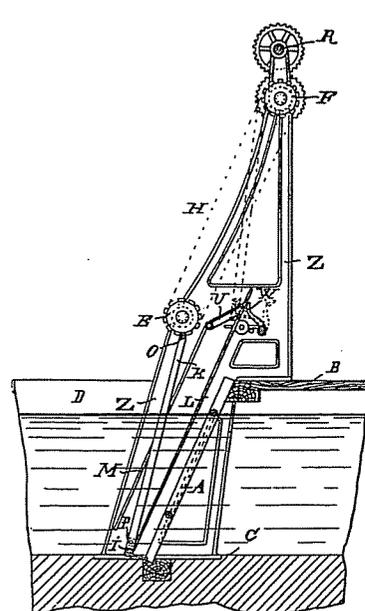


Fig. 61.

Rechen mit Reinigungsvorrichtung.

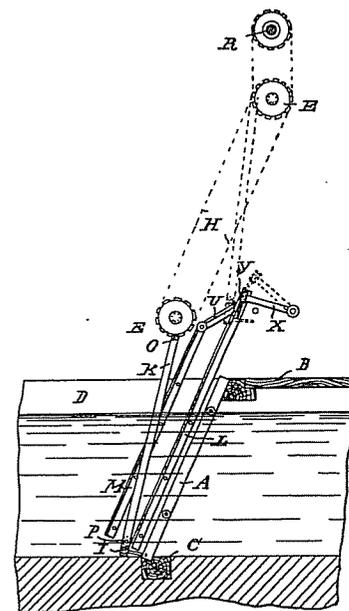


Fig. 62.

Nunmehr beginnt das beschriebene Spiel von neuem. Figuren 59 und 60 zeigen eine Ausführungsform, bei welcher die unteren Kettenräder  $E$  gleich den oberen, von denen auf jeder Seite nur ein Kettenrad vorhanden ist, auf freistehenden Zapfen gelagert sind.

Die Ketten  $H$  erhalten bei dieser Ausführung die erforderliche gleiche Geschwindigkeit bei gleicher Bewegungsrichtung von einer beliebig gelagerten Welle  $L$  aus, durch Ketten oder Zahnräderübersetzung und dergleichen. Letztere Anordnung ist aus Figuren 61 und 64 ersichtlich.

Bei dieser Ausführung sind schräg über den oberen Enden der Führungsschienen  $L$  kurze Führungsschienen  $T$  angebracht, gegen welche sich drehbare Führungsstücke  $U$  legen, die an den oberen Enden der Führungsschienen  $M$  angelenkt sind.

Außerdem kann noch hinter den Führungsschienen *T* ein mit nach abwärts gerichteten Zähnen versehener Kamm *V*, zum Reinigen des Reinigungskammes *I* angeordnet sein.

Die Wirkungsweise einer nach dieser Konstruktion ausgeführten Kammreinigungsvorrichtung ist folgende: Der durch die Ketten *H* nach oben bewegte Reinigungskamm *I* fällt, sobald er an dem oberen Ende der Führungsschienen *L* angelangt ist, nach hinten und schlägt dabei mit den Rollen *P* gegen die Führungsschienen *T*, welche den Reinigungskamm *I* bei der nun folgenden

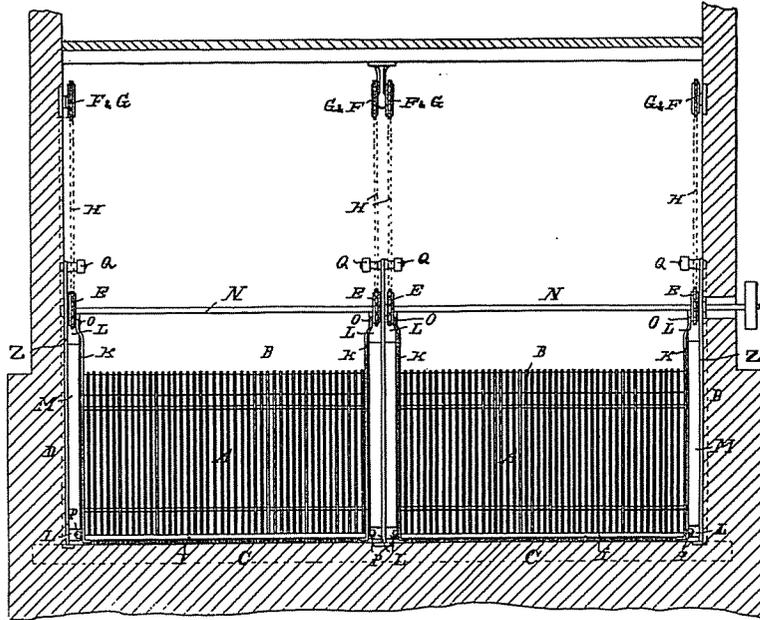


Fig. 63. Rechen mit Reinigungsvorrichtung.

weiteren Aufwärtsbewegung wieder nach vorne führen, um ihn durch Vermittlung der drehbaren Führungsstücke *U* bei der hierauf folgenden Abwärtsbewegung, auf die vorderen Schienen *M* gelangen zu lassen, durch welche der Kamm *I* in bekannter Weise, in einiger Entfernung vom Rechen nach unten geführt wird, um unten wieder von neuem seine Arbeit zu beginnen.

Der hinter den kurzen Führungsschienen *T* angebrachte, mit abwärts gerichteten Zähnen versehene Kamm *V* tritt bei entsprechender Stellung des Reinigungskammes *I* in die Zwischenräume der Zähne des letzteren ein und entfernt bei der hierauf folgenden, ansteigenden Bewegung des Reinigungskammes *I*, und seine gleichzeitige, durch die Schräge der Führungsschienen *T* und *V* erzielte, seitliche Verschiebung, sämtliche, auf dem Reinigungskamm *I* liegende und in den Zwischenräumen der Zähne desselben vorhandene Verunreinigungen, Eis u. dergl.

Fig. 61 und 62 zeigen zwei Ausführungsformen der neuen Reinigungsvorrichtung, bei welchen die hinteren Führungsschienen *L* so weit nach oben verlängert sind, daß die Rollen *P* des Reinigungskammes *I* diesen nie nach hinten fallen lassen. Hierbei wird die Überführung der Rollen auf die vorderen Führungsschienen *M* durch die drehbaren Führungsstücke *U* allein erzielt.

Bei beiden Anordnungen sind zwei verschiedene Arten von Reinigungsvorrichtungen für den Reinigungskamm *I* angewendet.

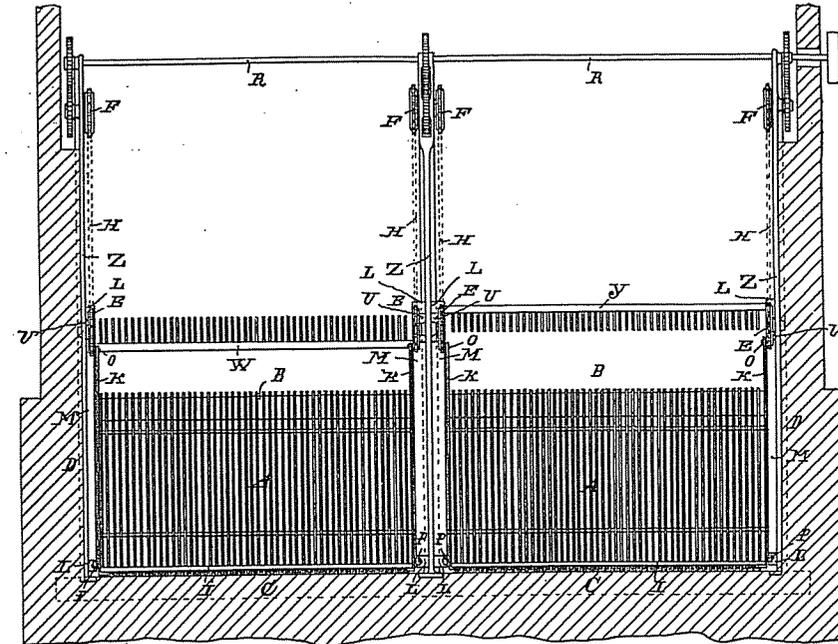


Fig. 64. Rechen mit Reinigungsvorrichtung.

Die in Fig. 61 dargestellte besteht aus einem drehbaren Kamm *W*, welcher bei Aufwärtsbewegung des Reinigungskammes *I* in die punktierte gezeichnete Lage, nach hinten geklappt wird, sich, sobald der Reinigungskamm *I* seine annähernd höchste Lage erreicht hat, in die ganz gezeichnete Stellung bewegt, um am hintersten Ende in die Zwischenräume der Zähne des sich nunmehr abwärts und dabei nach vorne bewegenden Reinigungskammes *I* einzugreifen, sämtlichen Schmutz von und aus den Zwischenräumen der Zähne des Reinigungskammes *I* zu entfernen und auf der Bühne *B* abzulagern.

Reinigungsvorrichtung Fig. 62 besteht aus einem, um Hebel *X* drehbaren Kamm *Y* der bei Aufwärtsbewegung des Reinigungskammes *I* in die punktierte Lage angehoben und bei hierauf folgender Abwärts- und Vorwärtsbewegung des Reinigungskammes *I* der ersteren folgt und dabei den Unrat

nicht nur von den Reinigungszähnen des Kamms *I* entfernt, sondern auch deren Zwischenräume ausputzt.

Man erreicht dies durch einen Kamm *Y* der anstatt um Hebel *X* drehbar, in seitlichen Führungen auf- und abwärts verschiebbar angeordnet ist.

Fig. 63 stellt eine Ausführung nach den Fig. 57 und 58 für Wasserläufe von größerer Breite dar, bei welcher sämtliche Führungsschienen, die unteren Lager der Antriebswelle *N* sowie die Anschläge *Q* an Gußschilden *Z* angegossen oder sonstwie befestigt sind, während die oberen Kettenräder *F* und *G* an den Seitenwänden angebracht, gedacht sind.

Die Schilde *Z* können auch so weit nach oben verlängert werden, daß die Lagerung der oberen Kettenräder *F* und eventuell *G* auf, bzw. in diese zu liegen kommen. (Siehe Fig. 64.)

Fig. 64 zeigt endlich eine weitere Ausführung für breite Wasserläufe, nach der in den Fig. 58, 59, 60 und 61 gekennzeichneten Art mit dem in Fig. 61 veranschaulichten Antrieb, wobei als Reinigungsvorrichtungen in der linken Abteilung die Anordnung der Fig. 61 und in der rechten Abteilung die Anordnung der Fig. 62 gewählt ist.

Auch können bei dieser Ausführung, ebenso wie bei derjenigen der Fig. 59, 60, 61 und 62 die unteren Kettenräder *E* auf durchgehenden Wellen angebracht werden, welche alsdann zum Antrieb dienen, da die Reinigungskämme *I* bei ihrer Bewegung nicht soweit nach vorne kommen, um ein Zusammentreffen derselben mit den durchgehenden Wellen befürchten zu müssen. Fig. 61 veranschaulicht noch einen der Schilde *Z* der Fig. 64 in Seitenansicht.

## Sechster Abschnitt.

### Allgemeine Konstruktion der Wasserräder.

#### Diagonalverbände.

Sämtliche Verbindungen an eisernen Wasserrädern sollen reichlich bemessen und solid ausgeführt sein, insbesondere ist alle Sorgfalt auf Vernietung der einzelnen Teile zu verwenden. Verschraubungen sind so viel als möglich zu vermeiden, da dieselben kaum dauerhaft herzustellen sind und eine derart sorgfältige Ausführung erheischen, welche ihnen in den meisten Werkstätten doch nicht zu Teil wird.

Nachdem der Schaufelkranz als vollständiger Fachwerksträger ausgebildet ist, der genügend Steifigkeit gegen das verdrehende Kraftmoment des Wasserdruckes besitzt, sowie seitliche Schwankungen aufhebt, wie die Schaufelschnitte auf den Tafeln (II. Teil) erkennen lassen, tritt an den Konstrukteur die Aufgabe heran, das Schaufelsystem in gleich solider Weise mit den Armen zu verbinden.

Bei den Zellenrädern legen sich die Arme auf den Seitenwänden da an, wo die Kranzbleche zusammengestoßen und durch Überplattungen (sogenannte Laschen) verstärkt sind. Hier gestaltet sich die Sache ziemlich einfach, indem genügend starke Unterlagplatten (6 bis 7 mm dick) gewählt und in solcher Größe ausgeführt werden, welche eine ausreichende Zahl Niete zuläßt.

Anders verhält es sich bei den Schaufelrädern, für welche bei mäßigen Kräften entweder ein einzelner Schaufelstiel, oder deren mehrere auf die Arme übergreifen, bei großer Kraftübertragung wird durch Armplatten die genügende Verbindung des Schaufelkranzes mit den Armen hergestellt.

Hier ist besonders darauf zu achten, daß die Stützen sich in einfacher Weise an die Arme anlegen und wenig oder gar keine Zwischenplatten erforderlich machen. Bei stärker gebauten Rädern wird der Schaufelkranz als geschlossener Träger mit den Armen direkt an den Ringen verbunden. Manchmal findet sich innerhalb des Schaufelsystems noch ein Flacheisenring angeordnet, auf welchen die Schaufelstiele übergreifen und dadurch einen geschlossenen Gitterträger bilden.

Die Räder erhalten kräftige gegen Zug, Druck und Biegung widerstandsfähige Arme, durch welche der vom Wasser auf den Schaufelkranz ausgeübte Druck nach der Welle und von dieser auf die Räderübersetzung übertragen wird.

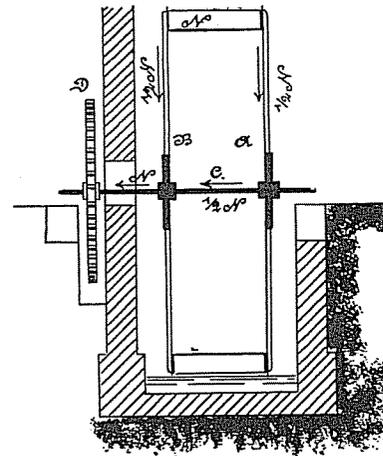


Fig. 65.

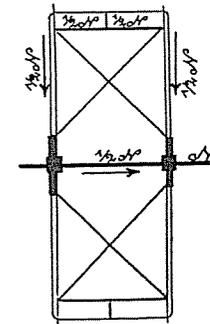


Fig. 66.

Hinsichtlich der Kraftübertragung auf die Transmissionswellen kann man die Bauart der Wasserräder folgendermaßen einteilen:

1. Räder mit auf der Wasserradwelle festgekeilten Zahnrädern.  
Hier wird der Effekt vom Radumfang durch die Arme auf die Radwelle, von dieser auf das Zahnrad übertragen und durch den eingreifenden Trieb auf die Vorgelegwelle weiter geleitet.
2. Räder mit einem Zahnkranz, welcher entweder an einem Seitengestänge oder an einem Armsystem befestigt ist.

Bei ersterer Anordnung geht ein Teil des Effekts durch das dem Zahnkranz am nächsten liegende Armsystem auf die Radwelle, während ein Teil des Effekts selbst vom Radkranz direkt zum Zahnkranz übertragen wird.

Der an den Radkranz oder die Arme befestigte Zahnkranz leidet an einem erheblichen Mangel, denn es findet infolge der Elastizität eine Verdrehung des einen Armsystems gegenüber dem andern statt, woraus Nachteile

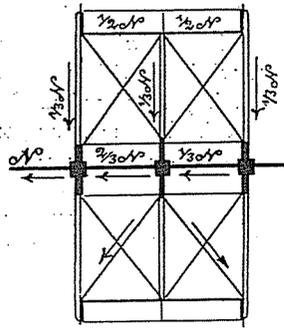


Fig. 67.

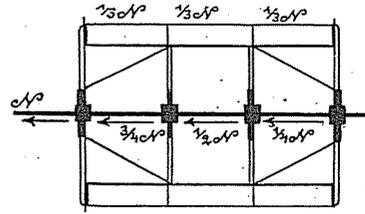


Fig. 68.

verschiedener Art entstehen: Loswerden der Rosetten, Lockerungen der Verbindungen, kurz gesagt, schwierig ausführbare Reparaturen.

Werden zwei Zahnkränze angewendet, so vermehren sich die Mißstände noch, da Zahnräder mit genau gleichen Durchmessern, wenn auch herzustellen,

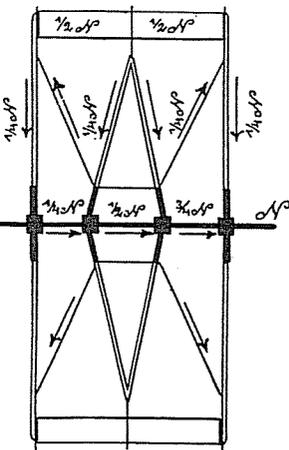


Fig. 69.

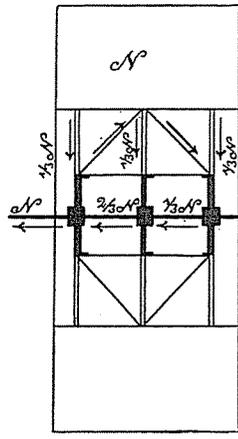


Fig. 70.

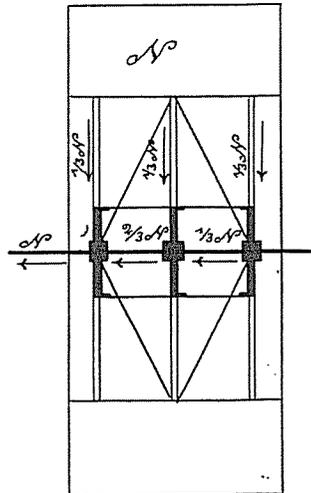


Fig. 71.

so doch kaum infolge der ungleichen Abnutzung unter gleichem Zahndruck zu erhalten sind; abgesehen davon, daß die doppelte Anzahl Getriebe unnötige Kosten verursachen.

Vorzuziehen sind in allen Fällen Räder mit auf der Welle sitzendem Stirnrade (Fig. 65), wobei sich die vom Wasser erzeugte Kraft zur Hälfte durch

das Armsystem *A*, zur Hälfte durch das Armsystem *B* auf die Welle *C* und durch letztere auf das eingreifende Getriebe *D* überträgt.

Bei mäßigen Kräften und Rädern in normalen Dimensionen können diagonale Verbindungen der Armsysteme auch weggelassen werden. Voraussetzung dabei ist jedoch, daß ein genügend steifer Kranz eine nahezu gleichmäßige Verteilung des Drehmoments auf alle Arme ermöglicht und daß letztere genügenden Querschnitt aufweisen, um seitliche Schwankungen aufzuheben.

Räder, welche eine zum Durchmesser verhältnismäßig geringe Breite haben, bedürfen jederzeit einer Kreuzverbindung der Arme. Bei größeren Kräften sind diese Verbände in allen Fällen nötig und fordern zu ihrer zweckentsprechenden Anordnung Erfahrung und Berücksichtigung der die einzelnen Teile beanspruchenden Kräfte.

Die Streben sollen stets als steife Träger ausgeführt sein, Spannstangen in Form von Schrauben sind verwerflich.

Schwache Streben können nicht genügend mit dem Radkörper verbunden werden und versagen auch den Dienst; kräftig gehalten und gut verbunden, rufen solche sekundäre Spannungen hervor, welche für die Rosetten verderblich auftreten.

Es bewahrheitet sich auch hier der Satz: „Die Verstrebung ist der Konstruktion ihr schwächster Punkt“. Wo die Radverhältnisse keine außergewöhnlichen sind und kräftige Arme genügende Sicherheit gegen Vibrationen bieten, können die Streben an den Armen weggelassen werden; dagegen sollten bei Schaufelrädern die Ringsysteme einen leichten Kreuzverband erhalten, da das Radgerippe, ehe die Schaufeln aufgeschraubt sind, gegen einen Druck parallel zur Achse vollständig nachgiebig ist.

**Radarme.**

Um nicht für jedes Wasserrad neue Rosettenmodelle anfertigen zu müssen, verwendet man für die Arme je nach Größe und Leistung der Räder bestimmte Profile und zwar kommen:

- für kleinere und schwächere Räder N. P. Nr. 12—16,
- für mittlere Räder N. P. Nr. 18—20,
- für besonders schwere Räder N. P. Nr. 22

in Betracht, welche passende Querschnittsdimensionen aufweisen und bei verhältnismäßig geringem Gewicht die günstigsten Abmessungen bieten.

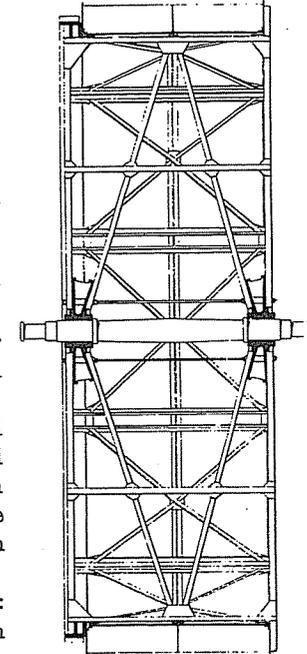


Fig. 72.

Oberschlächtes Wasserrad mit Zahnkranz und Diagonalverstrebungen. (Heuberg-Rad.)

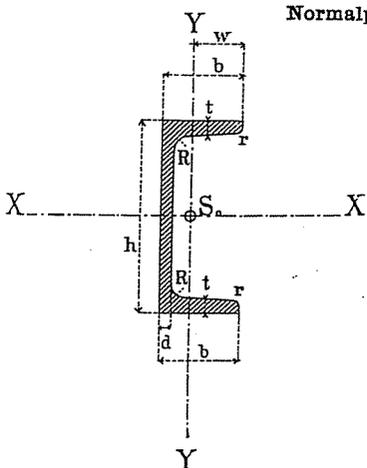
Normalprofile für  $\square$ -Eisen.

Fig. 78.

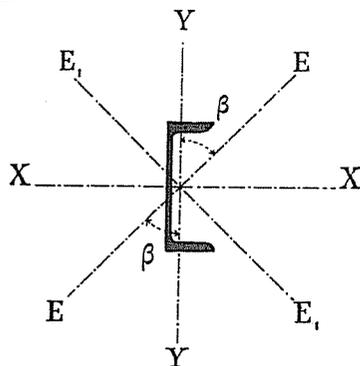


Fig. 74.

Profilnummer	Dimensionen			Gewicht 1 Meter	Momente (in cm) f. d.		Momente (in cm) f. d.		
	Quer-schnitt				YY-Biegungsebene		XX-Biegungsebene		
	h	b	d		Trägheitsmoment $T_y$	Widerstandsmoment $W_y$	Trägheitsmoment $T_x$	Widerstandsmoment $W_x$	
12	120	55	7	17,04	13,3	368	61,3	49,2	13,1
14	140	60	7	20,4	15,9	609	87,0	71,2	17,4
16	160	65	7,5	24,1	18,8	932	117	97,4	21,7
18	180	70	8	28,0	21,9	1364	152	130	26,6
20	200	75	8,5	32,3	25,2	1927	193	171	32,2
22	220	80	9	37,6	29,3	2712	247	226	39,9

Die Profile werden durch aufgenietete Blechunterlagen von 6—10 mm Dicke an denjenigen Stellen verstärkt, woselbst die Arme in den Rosetten der an den Radkränzen durchbohrt sind.

Schmalere Profile als mit 120 mm Breite sind wegen Einbringen der Niete nicht wohl verwendbar. Zur Verbindung der Radfelgen mit den Böden und Zellen, sowie letzterer mit den Winkelleisen setzt man starke Niete ein, und sollen insbesondere die Arme eine ausreichende Anzahl Niete erhalten. Die Vernietung der Seitenwände, der Zellenwinkel und der Arme mit den Rosetten wird rotwarm geschlagen, diejenige an den Zellen erfolgt in kaltem Zustand.

## Zellenwinkel.

Winkelleisen für Verbindung der Zellen mit den Seitenwänden wählt man passend

Nr. 62  $\square 35 \times 35 \times 4\frac{1}{2}$  pro Meter = 2,7 kg

Nr. 11  $\square 40 \times 40 \times 5$  " " = 2,9 "

ergleichen für die Seitenkränze mit den Böden

Nr. 9  $\square 50 \times 50 \times 6$  pro Meter = 4,3 kg.

Die Dimensionen der Niete finden sich bei einzelnen „Beispielen aus der Praxis“ verzeichnet, ebenso sind die üblichen Blechstärken nach den im Abschnitt „Schaufelform“ angeführten Formeln 29 u. 30 zu bestimmen.

## Rosetten.

An Wasserrädern bilden den am meisten in Anspruch genommenen, erfahrungsgemäß schwächsten Teil der ganzen Konstruktion die gußeisernen Radnaben oder Rosetten; dieselben verursachen die meisten Schwierigkeiten und Reparaturen. Schon beim Gießen entstehen durch ungleiche Abkühlung Risse, die ohne sorgfältige Untersuchung nicht sofort zu erkennen sind, Aussparungen an Rosetten werden deshalb vermieden und die Wand als geschlossene Scheibe ausgebildet. Der Konstrukteur hat auf günstige Querschnittsverhältnisse, welche gesunden, porenfreien Guß ohne Materialspannung erwarten lassen, und besonders auch darauf zu achten, daß diese Teile des Wasserrades mit größter Sorgfalt hergestellt werden. Der Guß soll nicht wie bei anderen Maschinenteilen im Mittelpunkt, sondern gleichzeitig von mehreren Stellen des Umfanges aus erfolgen, dadurch kühlt das flüssige Eisen bis es zur Mitte gelangt etwas ab und schwindet infolgedessen weniger stark, als wenn sich die Eisenmasse von der Nabe aus nach den schwächeren Stellen ausbreitet. Der Schmelzmasse wird etwas Schmiedeeisen zugesetzt, um Zähigkeit des Materials zu erzielen.

Noch in der Form sucht man die Abkühlung der inneren Teile durch Aufdecken zu beschleunigen, auch den Kern der Nabe früher auszustoßen, bevor das Gußstück aus dem Sand genommen wird.

Übermäßige Stärke der Radnabe wirkt äußerst schädlich, die Wanddicke des Rings, der die Wasserradwelle umschließt, soll selbst bei Rädern für große Kräfte 7—8 cm nicht übersteigen. Verfasser zieht auf die Naben stets schmiedeeiserne Ringe auf, um gegen Risse, welche beim Aufkeilen entstehen können, gesichert zu sein.

Die Nabelänge soll ausreichend bemessen sein, um dem Radkörper gegen seitliche Schwankungen genügende Auflage zu bieten. Die Hülsen für die Arme werden bearbeitet und die U-Eisenprofile mit der Feile eingepaßt. Außer Vernietungen kommen auch Verschraubungen vor, doch ist man bei letzterer Art Befestigung gegen Lockerungen nicht vollständig gesichert. Die Schrauben mit konischen Schaft müssen mittels Reibahle eingepaßt werden, die Muttern erhalten Sicherung gegen Abfallen.

Bei Vernietung der Arme mit den Rosetten ist die Nietstärke so zu bemessen, daß die Nietreibung allein allen Kräften widersteht, zur Sicherheit sind die Arme noch mit je zwei Keilen an vorstehenden Nasen der Rosettenscheibe eingespannt und könnte diese Verbindung für sich allein die Kraft übertragen. Um bei nötig werdender Auswechslung die Arbeit zu erleichtern, empfiehlt sich eine zweiteilige Herstellung der Rosetten nach der Konstruktion auf Tafel XII. Diese Ausführungsart wird auch dann gewählt werden müssen, wenn es sich um den Versand eines Wasserrades auf größere Entfernung handelt, wobei der Radkörper in den Werkstätten so vollständig als möglich zusammengebaut werden soll, damit am Aufstellungsplatz nur noch die Schlußverbindungen einzubringen sind.

Für den äußeren Durchmesser der Radrosetten läßt sich eine allgemeingültige Formel nicht aufstellen, da die Leistung der Räder bei annähernd gleichem Durchmesser doch sehr verschieden sein kann. Beträchtlicher Durchmesser dieses Gußstückes wirkt nachteilig wegen übermäßigem Gewicht und Auftreten von Materialspannungen; zu klein bemessen bietet dieser Teil zu wenig Auflagefläche in den Armhülsen oder Armschuhen, auch mit Rücksicht auf ausreichende Verbindungen.

Mittlere Verhältnisse vorausgesetzt, kann der Rosettendurchmesser etwa genommen werden  $= \frac{D}{5}$  bis  $\frac{D}{5,5}$  ( $D =$  Wasserraddurchmesser) . . . (36)

**Radwellen.**

Die Belastung ist bei Wasserradwellen auf mehrere Tragpunkte verteilt, der Querschnitt wird kreisförmig gebildet, die Graphostatik leistet bei Berechnung wesentliche Dienste. Die Zahl der Tragpunkte finden sich oft bis zu vier ausgedehnt, auch freitragende Schenkel angewendet, für den Fall, daß die Kraft aufnehmende Stirnrad fliegend auf der Welle sitzt.

Als Material zu Wasserradachsen bei Stärken über 18—20 cm eignet sich am besten Flußeisen oder Martinstahl; der „Bochumer Verein für Bergbau und Gußstahlfabrikation“ verwendet zur Herstellung von Wasserradwellen je nach Vorschrift entweder Siemens-Martinstahl mit einer Festigkeit von 40—45 kg oder Tiegelstahl mit einer Festigkeit von 45—50 kg pro □ mm. Die zulässige Biegung und Torsion richtet sich nach Dimensionen und Beanspruchung der in Frage kommenden Wellen. Tiegelgußstahl ist bis zu 1/3 teurer als Martinstahl, käme somit nur bei außergewöhnlichen Verhältnissen in Betracht.

Bessemerstahl ist härter und wird mehr zur Herstellung von Eisenbahnmateriale (Schienen und Radsätze) genommen.

Das „Gußstahlwerk Witten“ giebt an, daß die Zerreißfestigkeit des Materials seiner Wellen ca. 45—50 kg pro □ mm betrage.

Die Bruchfestigkeit wird allgemein zu 2500 kg pro □ cm und bei 5facher Sicherheit zu 500 kg pro □ cm gesetzt. Die folgenden nach der graphischen Methode berechneten Beispiele aus der Praxis geben über die maßgebenden Einzelheiten Aufschluß.

Für schwächere Achsen genügt Walzeisen, Gußeisen wird nicht mehr verwendet, Holzwellbäume mit gußeisernen Ring- oder Kreuzzapfen kommen nur unter ganz außergewöhnlichen Umständen zur Anwendung. Verfasser findet es sonderbar, daß die gußeisernen Wasserradwellen nicht aus der Fachliteratur verschwinden wollen und Figuren mit den schönen Bezeichnungen „Reiner Kreuz-Querschnitt“, „sternförmiger Querschnitt“, „die beränderte Flügelachse“, von einem Lehrbuch ins andere wandern, während es doch keinem Praktiker mehr beikommt, Wasserradwellen in Gußeisen auszuführen, zu einer Zeit, in welcher Schmiedestücke in allen Dimensionen hergestellt werden und von den Stahlwerken zu bescheidenen Preisen erhältlich sind.

An Stellen, woselbst Rosetten aufsitzen, rundet man die berechnete Wellenstärke nach oben auf und giebt einen Zuschlag von mindestens 1 cm; am Wellenschaft für Triebräder beträgt der Zuschlag verhältnismäßig mehr. Die

Verstärkung läßt sich auch rechnerisch bestimmen, indem man das durch Keilnuten in Wegfall kommende Material dem Kreisquerschnitt wieder zuschlägt.

Die Lagerzapfen an Wasserradwellen (Endzapfen) können nach folgender Formel berechnet werden.

Das Gesamtgewicht des Rades sei  $= P$ . Dieser Druck verteilt sich (Fig. 65) auf die beiden Stellen  $A$  und  $B$ , an welchen die Rosetten aufsitzen, zu

$$P_1 + P_2 = P \text{ kg} \dots\dots\dots (37)$$

Der Zapfen bei  $A$  ist nur auf Biegung beansprucht, die Dicke desselben wird

$$d_1 = 0,16 \sqrt{P_1} \dots\dots\dots (38)$$

$$\text{Länge des Zapfens } l = 1,5 \cdot d_1 \dots\dots\dots (39)$$

Zapfen bei  $D$  ist belastet mit der Radhälfte  $P_2$  und dem Gewicht des Stirnrades  $G_s$ ,

$$\text{Der Durchmesser soll hier sein } d_2 = 0,16 \sqrt{P_2 + G_s}$$

Mittlere Verhältnisse vorausgesetzt, werden Endzapfen jedoch in gleicher Stärke angefertigt, wofür praktische Rücksichten (einfachere Herstellung und Montierung und um gleiche Lager zu bekommen) sprechen.

Die Zapfenlänge  $l$  bei sehr dicken Wellen findet sich mit  $l = 1,2 \times d \dots\dots\dots (40)$

ausgeführt. Wasserradwellen werden auf Torsion und Biegung beansprucht, für ihre Berechnung sei auf die Beispiele Seite 128—132 verwiesen.

Die Erfahrung zeigt, daß die Wasserradwelle nicht schwächer, sondern eher stärker genommen werden soll, als die Berechnung ergibt, indem dieselbe außer der normalen Beanspruchung auch noch unberechenbaren Stößen unterworfen und Zufälligkeiten ausgesetzt ist (Belastung durch Eis, Einwirkung außergewöhnlich hoher Wasserstände), ihr Ersatz wäre nur mit unverhältnismäßigem Aufwand zu bewerkstelligen, eine vermeintliche Ersparnis an diesem Glied äußert sich mit der Zeit in nachteiliger Weise am ganzen Radkörper.

Brandes & Comp. in Dortmund geben für Thomas- und Martin-Flußeisen und Flußstahl folgende Härteskala für ihre Erzeugnisse.

Nr. 2 weicher Stahl, kaum schweißbar, kaum härtbar für Schmiedestück-Achsen:

Kohlenstoffgehalt	Festigkeit	Dehnung auf 100 mm
0,20 %	48 kg pro □ mm	24 %

Die bisherigen Angaben beziehen sich auf kreisrunden vollen Querschnitt der Wellen.

Der „Bochumer Verein“ liefert ausgebohrte Wellen bis zu den größten Dimensionen, welche in einzelnen Fällen auch für Wasserradachsen bei gleichhoher Beanspruchung und vorgeschriebenem Gewicht in Betracht kommen können.

Für Wellen mit einem äußeren Durchmesser von 200 mm empfiehlt das Bochumer Werk eine Bohrung von 40—50 mm und für solche mit einem Durchmesser von 350 mm eine Bohrung von 80—100 mm. Eine feste Regel für die Größe der Bohrung läßt sich nicht aufstellen, indem das Verhältnis des

äußeren zum inneren Durchmesser von den jeweiligen konstruktiven Rücksichten abhängt. Unter solchen Umständen kann das Verhältnis des äußeren zum inneren Durchmesser bis 10 : 4 betragen.

### Berechnung der Radwelle für ein überschlächtiges Wasserrad.

Dimensionen des Rades.

Raddurchmesser = 7000 mm, Radbreite 1300 mm, Schaufelzahl = 60,  
Wasserquantum i. d. Sekunde = 300 l, Tourenzahl i. d. Minute = 4, Leistung  
in Pferdekraften = 22.

Gewichte.

Welle	= 1150 kg
Rosetten	= 800 „
Eisenteile	= 300 „
Holzteile	= 4800 „
Wassergewicht	= 2400 „
Stirnrad	= 1650 „

Analytische Berechnung der Auflagedrücke.

Drehpunkt B.

$$A \ 365 = 1900 \cdot 317 + 4600 \cdot 198 + 4600 \cdot 52$$

$$A = \frac{602300 + 910800 + 239200}{365}$$

$$= 4800 \text{ kg.}$$

Drehpunkt A.

$$B \ 365 = 4600 \cdot 313 + 4600 \cdot 167 + 1900 \cdot 48$$

$$A = \frac{1439800 + 768200 \cdot 91200}{365}$$

$$= 6300 \text{ kg.}$$

Torsionsmomente.

Formel:  $Mt = 71620 \frac{N}{n}$

$$Mt_1 = 71620 \frac{22}{4}$$

$$= 393910 \text{ cm/kg}$$

$$Mt_2 = 71620 \frac{22}{4}$$

$$= 393910 \text{ cm/kg}$$

$$Mt_3 = 71620 \frac{11}{4}$$

$$= 196955 \text{ cm/kg.}$$

Abgerundete Torsionsmomente.

$$Mt_1 = 394000 \text{ cm/kg}$$

$$Mt_2 = 394000 \text{ „ „}$$

$$Mt_3 = 197000 \text{ „ „}$$

Analytische Berechnung der Bieugungsmomente.

$$M_1^b = 4800 \cdot 48 = 230400 \text{ cm/kg}$$

$$M_2^b = 4800 \cdot 167 - 1900 \cdot 119 = 801600 - 226100$$

$$= 575500 \text{ cm/kg}$$

$$M_3^b = 4800 \cdot 313 - 1900 \cdot 265 - 4600 \cdot 146$$

$$= 1502400 - 503500 - 671600$$

$$= 327600 \text{ cm/kg.}$$

Abgerundete Bieugungsmomente.

$$M_1^b = 230400 \text{ cm/kg}$$

$$M_2^b = 575500 \text{ „ „}$$

$$M_3^b = 327600 \text{ „ „}$$

Zusammensetzung der Momente.

$$Sl = \frac{Mb}{W} \quad St = \frac{Mt}{Wp}$$

$$W = \frac{d^3}{10} \quad Wp = \frac{d^3}{5}$$

$$Sr = \sqrt[5]{\frac{1}{8} Sb + \frac{5}{8} \sqrt{Sb^2 + 4 St^2}}$$

$$\text{I. } 500 = \frac{3 \cdot 230400 \cdot 10}{8 d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{(230400 \cdot 10)^2}{d^3} + 4 \frac{(39400 \cdot 5)^2}{d^3}}$$

$$= \frac{6912000}{8 d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{5308416000000 + 1552360000000}{d^3}}$$

$$= \frac{29733065}{8 d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{29733065}{8 \cdot 500}}$$

$$= 19,52 \text{ cm } 200 \text{ mm.}$$

$$\text{II. } 500 = \frac{3 \cdot 575500 \cdot 10}{8 d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{(575500 \cdot 10)^2}{d^3} + 4 \frac{(394000 \cdot 5)^2}{d^3}}$$

$$= \frac{17865000}{8 d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{33120025000000 + 15523600000000}{d^3}}$$

$$= \frac{52737490}{8 d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{52737490}{500 \cdot 8}}$$

$$= 23,62 \text{ cm } 240 \text{ mm.}$$

$$\text{III. } 500 = \frac{3 \cdot 327600 \cdot 10}{8 d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{(327600 \cdot 10)^2}{d^3} + 4 \frac{(197000 \cdot 5)^2}{d^3}}$$

$$= \frac{982800}{8 d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{10732176000000 + 3880900000000}{d^3}}$$

$$= \frac{28941750}{8 d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{28941750}{500 \cdot 8}}$$

$$= \sqrt[3]{7235}$$

$$= 19,34 \text{ cm} \quad 200 \text{ mm.}$$

Graphische Bestimmung der Biegemomente.

Formel:  $M = z \cdot H$ .

Strecke	Größe	Berechnung
H	15 cm	15 · 500 = 7500 kg
z <sub>1</sub>	1,54	1,54 · 20 = 30,8 cm
z <sub>2</sub>	3,84	3,84 · 20 = 76,8 "
z <sub>3</sub>	2,18	2,18 · 20 = 43,6 "
		30,8 · 7500 = 231000 cm/kg
		76,8 · 7500 = 576000 " "
		43,6 · 7500 = 327000 " "

Berechnung der Radwelle für ein Überfall-Wasserrad.

Dimensionen des Rades (Schaufelrad). (Tafel X.)

Raddurchmesser = 6400 mm, Radbreite = 2250 mm, Schaufelzahl = 42,  
Wasserquantum i. d. Sekunde = 900 bis 1200 l, Tourenzahl i. d. Minute = 3,5,  
Leistung in Pferdekräften = 20 bis 27 1/2.

Gewichte.

Radkörper	= 3200 kg
Rosetten	= 930 "
Welle	= 1150 "
Schaufeln	= 5300 "
Wasser	= 1400 "
Zusammen	= 11980 kg
rund	= 12000 "

Analytische Berechnung der Auflagedrücke.

Drehpunkt A.

$$310 B = 400 \cdot 347 + 6000 \cdot 225 + 6000 \cdot 75 - 1200 \cdot 40$$

$$B = \frac{400 \cdot 347 + 6000 \cdot 225 + 6000 \cdot 75 - 1200 \cdot 40}{310}$$

$$= 6100 \text{ kg.}$$

Drehpunkt B.

$$310 A = 1200 \cdot 350 + 6000 \cdot 235 + 6000 \cdot 85 - 400 \cdot 37$$

$$A = \frac{1200 \cdot 350 + 6000 \cdot 235 + 6000 \cdot 85 - 400 \cdot 37}{310}$$

$$= 7500 \text{ kg.}$$

Graphische Bestimmung der Biegemomente.

Formel:  $M = z \cdot H$ .

Strecke	Größe	Berechnung
H	15	15 · 500 = 7500 kg
z <sub>1</sub>	0,32	0,32 · 20 = 6,40 cm
z <sub>2</sub>	2,82	2,82 · 20 = 56,4 "
z <sub>3</sub>	3,13	3,13 · 20 = 62,6 "
z <sub>4</sub>	0,10	0,10 · 20 = 2 "
		6,40 · 7500 = 48000 cm/kg
		56,4 · 7500 = 423000 " "
		62,6 · 7500 = 469500 " "
		2 · 7500 = 15000 " "

Analytische Bestimmung der Biegemomente.

$$M_1 = 1200 \cdot 40 = 48000 \text{ cm/kg}$$

$$M_2 = 1200 \cdot 115 + 7500 \cdot 75 = 423500 \text{ cm/kg}$$

$$M_3 = 1200 \cdot 265 + 7500 \cdot 225 - 6000 \cdot 150 = 469500 \text{ cm/kg}$$

$$M_4 = 1200 \cdot 350 + 7500 \cdot 310 - 6000 \cdot 235 - 6000 \cdot 85 = -15000 \text{ cm/kg.}$$

Abgerundete Biegemomente.

$$M_1 = 48000 \text{ cm/kg}$$

$$M_2 = 424000 \text{ " "}$$

$$M_3 = 470000 \text{ " "}$$

$$M_4 = 15000 \text{ " "}$$

Torsionsmomente.

$$\text{Formel: } Mt = 71620 \cdot \frac{n}{\lambda}$$

$$Mt_1 = 71620 \cdot \frac{10}{3,5} = 204630 \text{ cm/kg}$$

$$Mt_2 = 71620 \cdot \frac{12,5}{3,5} = 255780 \text{ " "}$$

$$Mt_3 = 71620 \cdot \frac{15}{3,5} = 306940 \text{ " "}$$

$$Mt_4 = 71620 \cdot \frac{15}{3,5} = 306940 \text{ " "}$$

Abgerundete Torsionsmomente.

$$Mt_1 = 204700 \text{ cm/kg}$$

$$Mt_2 = 255800 \text{ " "}$$

$$Mt_3 = 307000 \text{ " "}$$

$$Mt_4 = 307000 \text{ " "}$$

Zusammensetzung der Momente.

$$Sb = \frac{M}{W} \quad St = \frac{Mt}{Wp}$$

$$W = \frac{d^3}{10} \quad Wp = \frac{d^3}{5}$$

$$Sr = \sqrt[3]{\frac{1}{5} Sb + \frac{5}{5} \sqrt{Sb^2 + 4 St^2}}$$

$$I. 500 = \frac{3 \cdot 48000 \cdot 10}{8 d^3} + \sqrt[3]{\frac{1}{5} \left( \frac{48000 \cdot 10}{d^3} \right)^2 + 4 \left( \frac{204700 \cdot 5}{d^3} \right)^2}$$

$$= \frac{1440000}{8 d^3} + \sqrt[3]{\frac{230400000000}{d^6} + \frac{1047552250000}{d^6}}$$

$$= \frac{7092325}{8 d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{7092325}{8 \cdot 500}}$$

$$= 12,1 \text{ cm.}$$

$$\begin{aligned} \text{II. } 500 &= \frac{3 \cdot 424000 \cdot 10}{8d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\left(\frac{424000 \cdot 10}{d^3}\right)^2 + 4 \left(\frac{255800 \cdot 5}{d^3}\right)^2} \\ &= \frac{12720000}{8d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{17977600000000}{d^6} + \frac{6543364000000}{d^6}} \\ &= \frac{37479325}{8d^3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d &= \sqrt[3]{\frac{37479325}{8 \cdot 500}} \\ &= 21,09 \text{ cm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{III. } 500 &= \frac{3 \cdot 470000 \cdot 10}{8d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\left(\frac{470000 \cdot 10}{d^3}\right)^2 + 4 \left(\frac{307000 \cdot 5}{d^3}\right)^2} \\ &= \frac{14100000}{8d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{22090000000000}{d^6} + \frac{9424900000000}{d^6}} \\ &= \frac{42169065}{8d^3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d &= \sqrt[3]{\frac{42169065}{8 \cdot 500}} \\ &= 21,92 \text{ cm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{IV. } 500 &= \frac{3 \cdot 15000 \cdot 10}{8d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\left(\frac{15000 \cdot 10}{d^3}\right)^2 + 4 \left(\frac{307000 \cdot 5}{d^3}\right)^2} \\ &= \frac{450000}{8d^3} + \frac{5}{8} \sqrt{\frac{22500000000}{d^6} + \frac{9424900000000}{d^6}} \\ &= \frac{15912290}{8d^3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d &= \sqrt[3]{\frac{15912290}{8 \cdot 500}} \\ &= 15,8 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Infolge der Durchbiegung, welche nicht ausreichend bemessene Wellen an Wasserrädern fortwährend erleiden, sind die Konstruktionsglieder des Radkörpers ungünstig beansprucht, Lockerung der Verbindungen und in der Bohrung ausgeschlagene Rosetten, die nicht mehr dauernd festgebracht werden können, müssen als unausbleibliche Folgen eines solchen Fehlers mit in Kauf genommen werden.

Die Endzapfen finden sich in der Praxis meistens nicht nach Berechnung ausgeführt, sondern entsprechend der Stärke der Radwelle ausgebildet. Es wird noch auf genügende Anlaufhöhe an der Lagerschale gesehen und geben die Beispiele auf den Tafeln ausreichende Anhaltspunkte.

**Wasserradlager.**

Der untere Teil des Lagerkörpers erhält ein Bronzefutter, die sogenannte Lagerschale, welche gut eingepaßt und auf den Zapfen tuschiert wird; der Lagerdeckel, wenn ein solcher vorhanden, ist aus Gußeisen hergestellt. Mehrere Werkstätten legen nur eine Schutzhaube auf. Bei dem langsamen Gang der Räder verursacht der verstärkt ausgeführte Zapfen keine wesentlich höhere

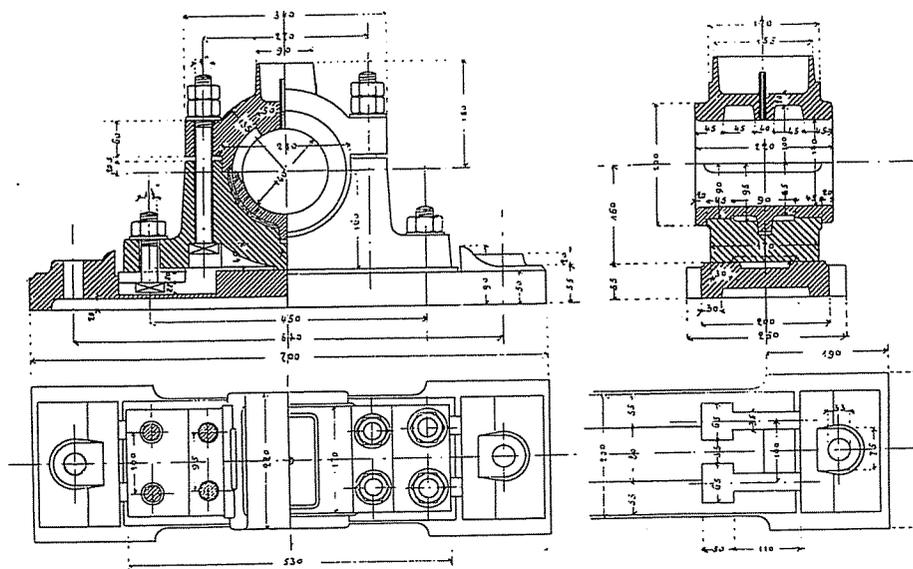


Fig. 75. Wasserradlager mit 140 mm Bohrung.

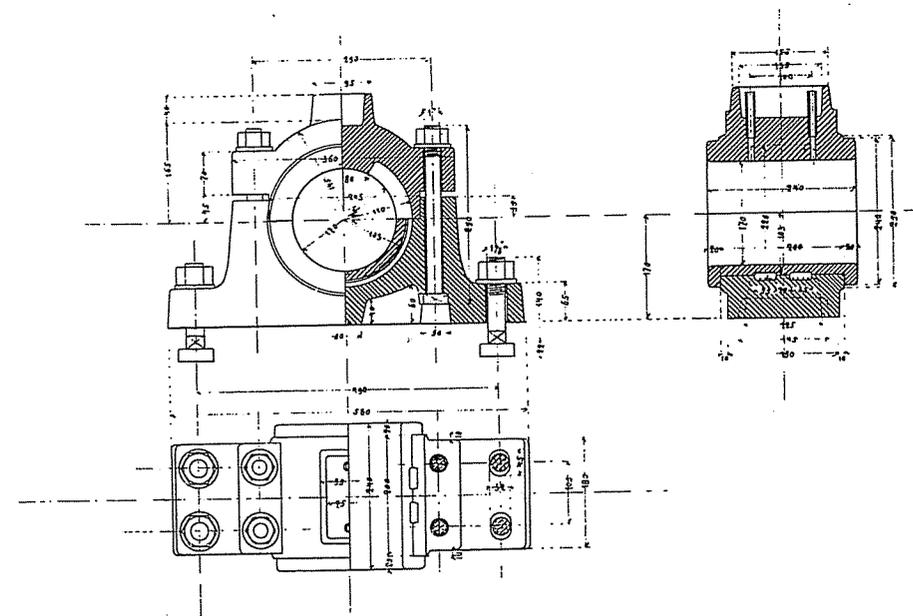


Fig. 76. Wasserradlager mit 170 mm Bohrung.

Reibung, als wenn der Durchmesser desselben rechnungsgemäß hergestellt würde. Da die Lager während des Betriebs in der Wartung mancher Vernachlässigung und Überflutung durch Hochwasser ausgesetzt sind, daher in einzelnen Fällen nachgedreht werden müssen, erscheint die übernormale Ausführung jedenfalls gerechtfertigt. Sohlplatten unter die Lager sind stets erforderlich, um die Lage der Wasserradwelle in horizontaler Richtung verändern zu können, was sich mit Bezug auf den Zahneingriff des ersten Räderpaares manchmal als notwendig erweist. Die Entfernung der Schraubenbolzen vom Rande des Auflagepfeilers beträgt je nach Größe und Schwere der Räder = 18 bis 36 cm, für mittlere Verhältnisse = 25 cm.

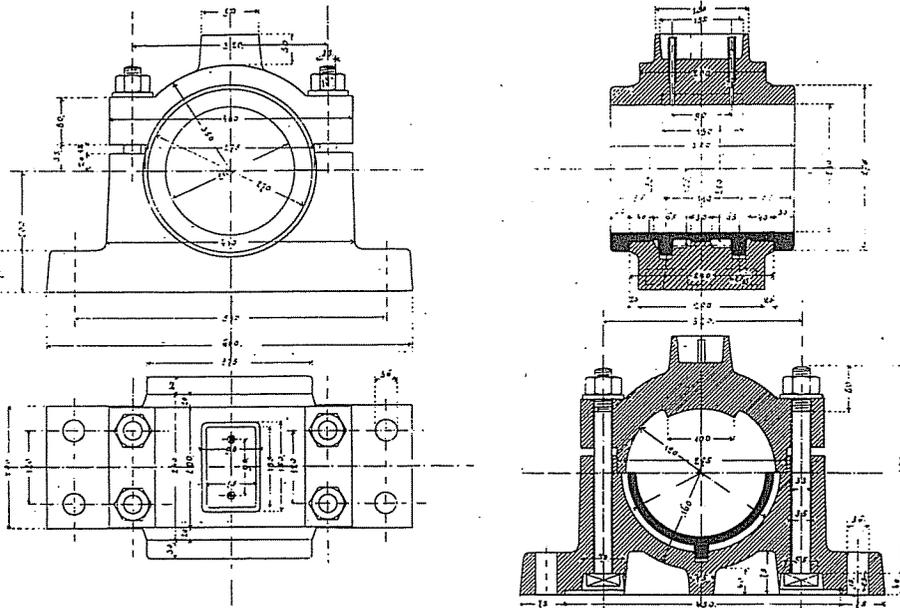


Fig. 77. Wasserradlager mit 210 mm Bohrung.

#### Pockholz als Lagermaterial.

Vorrichtungen, um die Reibung zweier sich aufeinander bewegender Flächen zu vermindern, sind sehr zahlreich und gründen sich beinahe alle auf die Anwendung von Antifrictionsmetallen, aus welchen die reibenden Flächen gemacht werden. Ingenieur BIGOT will diese Metalle durch Einsätze von Pockholz in eine der Lagerschalen ersetzen. Man hat mit diesem sehr harten und dichten Holze interessante Versuche angestellt und fand dabei sein mittleres spezifisches Gewicht zu 1,33 und eine Widerstandsfähigkeit gegen Zerdrücken, wie folgt: 1. ein Würfel von 10 cm Seitenlänge widerstand einem Drucke von 530 kg senkrecht und von 820 bis 865 kg parallel zu den Fasern, während Eichenholz unter denselben Verhältnissen nur einen Druck von 360 bzw. 660 kg aushielt; 2. eine Kugel von 4 cm Durchmesser widerstand einer Totalbelastung

von 1200 kg. Die Formveränderung betrug  $\frac{1}{800}$ ,  $\frac{1}{400}$  und  $\frac{1}{33}$  des Durchmessers bei einem Drucke von 100 kg, 300 kg und 1200 kg. Diese große Festigkeit gegen Zerdrücken, verbunden mit der Eigenschaft, daß das Holz eine harzartige Masse enthält, welche die Reibung vermindert und selbst ein Warmlaufen nicht zuläßt, wenn die eigentlichen Schmiermittel fehlen, macht dasselbe vorzugsweise zu dem erwähnten Gebrauche geeignet. Form und Größe der Einlagen dieses Holzes in die Reibungsflächen richten sich nach der Art der Lager, bei denen es angewendet werden soll. Für Achslager verwendet man kleine Cylinder von 10 bis 22 mm Durchmesser, welche möglichst fest in die Lagerschalen eingetrieben werden und zwar so, daß diese Cylinder regelmäßig verteilt, etwa  $\frac{2}{5}$  der reibenden Fläche ausmachen.

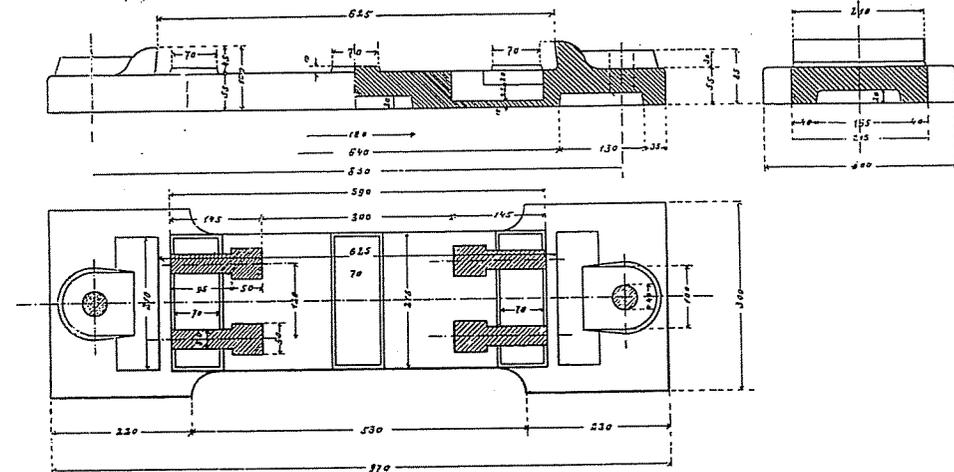


Fig. 78. Sohlplatte für Wasserradlager mit 210 mm Bohrung.

In der Versuchsstation des Ackerbauministeriums in Paris wurde nach dem „Anzeiger für die Draht-Industrie“ vom 25. September 1894 festgestellt, in welchem Verhältnisse sich die Reibung durch Anwendung dieses Holzes vermindert. Hierzu wurden zwei Lager von Bronze, wovon das eine mit Hohlcylindern versehen war, unter gleicher Belastung gepreßt. Bei einer Belastung von 100 kg ergab sich, die Reibung bei dem gewöhnlichen Bronzelager = 1 gesetzt, für das mit Pockholz versehene zu 0,661. Für eine Belastung von 150 kg stellte sich das Verhältnis wie 1:0,748 und für 200 kg wie 1:0,785. Während sich bei diesen Versuchen das Bronzelager erhitze, blieb das mit Pockholz ausgebüchste vollständig kalt. Aus diesen Ergebnissen folgt, daß thatsächlich durch Pockholzeinlage erzielt wird: 1. eine Verminderung der Reibung und dadurch auch eine solche der Abnutzung der reibenden Flächen; 2. beinahe vollständiges Aufhören des Warmlaufens. Aus 1 und 2 geht hervor, daß 3. die Überwachung in Betreff des Schmierens der beweglichen Teile eine weniger strenge sein darf.

### Ausführung der Triebwerksteile und Anforderungen des Betriebs.

Über Triebräder auf Wasserradwellen ist zu bemerken, daß solche, wenn irgend möglich, nicht in der Wasserstube unterzubringen, sondern in die Fabrikräume oder Mühllokale zu verlegen sind. Hier laufen dieselben im Trockenen, sind während des Betriebs leicht zu überwachen und instandzuhalten, auch gegen Witterungseinflüsse mehr geschützt. Spritzwasser und Feuchtigkeit sind in Motorenräumen selten vollständig zu vermeiden, hauptsächlich trifft dies bei oberschlächtigen Rädern zu, woselbst eine mit Wasserdunst gesättigte Luft vorherrscht. Bei strenger Kälte entsteht an nicht geschützten Teilen Eisansatz, wodurch Gußeisen in gefrorenem Zustande außerordentlich an Festigkeit verliert, abgesehen davon, daß Eis innerhalb der Zwischenräume der Zähne zu Zahnbrüchen und Zerstörung des Räderwerks führen kann. Wo es jedoch infolge Platzmangel unmöglich zu umgehen ist, das Triebrad neben dem Motor anzubringen, muß dasselbe durch eine dichtschießende manchmal aus Schmiedeeisen hergestellte Abschlußwand (Verschalung) vom Wasserrad getrennt werden.

Das eingreifende Getriebe auf der Vorgelegewelle ist stets nach der Seite zu legen, an welcher das Wasser anfließt, damit der Zahndruck im Vorgelegelager von oben nach unten wirkt.

Zahndruck  $P$  ist allgemein:

$$P = \frac{7500 \cdot 60}{2\pi} \cdot \frac{N}{n \cdot R} \text{ kg pro } \square \text{ cm} \quad (41)$$

Der Zahndruck entlastet bei vorstehend empfohlener Anordnung den Wasserradzapfen annähernd um das Gewicht des Zahnrades, das neben dem Lager auf der Wasserradwelle sitzt. In umgekehrtem Falle ist der Zahndruck des Triebes nach dem oberen Teil des Lagers gerichtet, wodurch unruhiger Gang, selbst Stöße hervorgerufen werden. Durch Vorrichtungen, mit welchen der Lagerdeckel stärker angepreßt wird, sucht man diesem Übelstand zu begegnen, bei größeren Kräften ist jedoch demselben auf die Dauer nicht abzuweichen. Ähnliche Gesichtspunkte sind bei Anordnung weiterer Vorgelege zu beachten.

Um zu untersuchen, ob das gewählte Zahnrad stark genug ist, die verlangte Kraftleistung zu übertragen, besteht die Beziehung:

$$N = \frac{i^3 k \cdot z \cdot n}{2 \cdot 71260} \quad (42)$$

wobei

$$i = \frac{t}{\pi} \text{ in cm} \quad (43)$$

$k = 400$  bis  $600$  „Eisen in Eisen“ und

$k_1 = 150$  „ 250 „Holz in Eisen“.

Die Zahnbreite beträgt in der Regel 7 bis 8  $\cdot i$ .

Beim ersten Getriebe wird, wenn nicht besondere Verhältnisse vorliegen, Verzahnung „Eisen in Eisen“ angewendet; der Kolben sollte nicht unter 36 Zähne bekommen.

Das Material der Zähne kann bis zu 2 m Umfangsgeschwindigkeit „Eisen in Eisen“ und bis zu 10 m Umfangsgeschwindigkeit i. d. Sek. „Holz in Eisen“ sein, darüber hinaus sind elastische Übertragungsmittel, Riemen oder Seile anzubringen, wodurch höhere Umdrehungszahlen vorteilhafter zu erreichen sind als durch Anwendung mehrerer Zahnradpaare.

Was die Größenverhältnisse anbetrifft, so gilt als Regel, daß bei fortschreitender Übertragung die Durchmesser der Triebräder stetig abnehmen und dementsprechend die Übersetzungsverhältnisse ebenfalls in absteigender Reihenfolge gewählt werden. Als Anhaltspunkt möge ferner dienen, daß das erste Haupttrad mindestens halb so groß als der Durchmesser des Wasserrades sein sollte. Bei der zunehmenden Umfangsgeschwindigkeit weiterer Räder würden übergroße Durchmesser durch Auftreten unvermeidlicher Stöße und stärkere Abnutzung schädlich wirken.

Für einen Motor von 5,50 m Durchmesser wird das erste Haupttrad etwa mit 3 m Durchmesser angenommen und im Verhältnis 1:4 übersetzt; beim zweiten Räderpaar erhält das Stirnrad 2,50 m Durchmesser und ein Übersetzungsverhältnis 1:3; eine etwaige dritte Übertragung wird im Verhältnis 1:2 $\frac{1}{2}$  mit einem Durchmesser des Triebrades von ca. 2 m gewählt, daß bei dreimaliger Räderübersetzung 1:4, 1:3, 1:2 $\frac{1}{2}$  die Gesamtübertragung ins Schnelle etwa 1:30 beträgt. Vollzieht der Motor 5 Umdrehungen i. d. Minute, so entspricht dies einer Geschwindigkeit von 180 Umdrehungen i. d. Minute an der dritten Welle.

Womöglich vermeidet man jedoch die dritte Räderübersetzung und legt bei mäßigen Kräften Riementrieb, bei stärkerer Kraftübertragung Seiltrieb an.

Die Zahnflanken sind aufs sorgfältigste zu bearbeiten.

Haupttriebbräder sind aus Rücksicht für geringere Gußspannung, einfacheren Transport, bequemes Einbringen und leichte Auswechslung stets geteilt auszuführen.

In der Praxis hat sich die Cycloidenkurve vorzugsweise zur Bildung der Zahnflanken eingebürgert und bewährt.

Die Radarme werden in normaler oder senkrechter Lage zur Drehrichtung in  $\text{—|—}$ -Form ausgeführt.

In Betracht kommende Schmiermittel sind für Wasserradlager und Triebräder Starrschmiere, für Vorgelegelager Ölschmierung. Durch große Zähflüssigkeit der Starrschmiere verbleibt dieselbe beim Stillstand an ihrer Stelle und bewahrt den Zustand fertiger Schmierung für längere Zeit. Im Winter ist der Starrschmiere etwas Mineralöl beizufügen.

Das Öl fließt selbstthätig den Gleitflächen zu, was bei schnell laufenden Maschinenteilen notwendig ist; bei Wasserradwellen handelt es sich um langsamlaufende Maschinen mit geringer Umlaufzahl; hier dürfte der Starrschmiere der Vorzug zu geben sein.

### Vorgelege und Lager.

Die Vorgelegewellen fallen in der Regel verhältnismäßig kurz aus und tragen meistens schwere Getriebe, infolgedessen empfiehlt es sich, auch diese Maschinenelemente mit Vorsicht zu bemessen.

Der theoretische Wellendurchmesser ergibt sich aus der Formel:

$$d = 15 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (44)$$

worin bedeutet:

$d$  = Wellendurchmesser

$N$  = Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken

$n$  = Umdrehungszahl i. d. Minute.

Soll die Vorgelegewelle nach dem verdrehenden Moment berechnet werden, welches sie auszuhalten hat, so ist zu nehmen:

$$M = 72000 \cdot \frac{N}{n}$$

$$d = 0,29 \sqrt[3]{M} \quad (45)$$

Siemens Martin-Flußeisen und Stahl, weich, nicht härtbar, für Wasserradachsen und Transmissionswellen verwendet, zeigt folgende Eigenschaften:

Kohlenstoffgehalt %	Festigkeit pro □ mm in kg	Dehnung %
0,25 bis 0,35	50 bis 60	15 bis 20

Die Lager an den ersten Triebwellen werden mit festliegenden Schalen womöglich vierschraubig ausgeführt; es ist stets dafür zu sorgen, daß der Zahndruck der eingreifenden Getriebe, zwecks stoßfreien Ganges, wie schon bemerkt, nach unten gegen das Fundament gerichtet ist, keinesfalls jedoch in entgegengesetzter Richtung erfolgt.

Die Phosphorbronze-Lagerschalen sollen sich durch Zähigkeit, porenfreie Dichtigkeit und Härte auszeichnen, welche Eigenschaften neben der sachgemäßen Zusammensetzung durch die ausschließliche Verwendung der besten im Handel erhältlichen Rohmetalle bedingt sind. Aus Metallabgängen hergestellte minderwertige Legierungen dieser Art können hinsichtlich ihrer Eigenschaften niemals mit denselben unter höherer Belastung und langsamem Gang wie bei Wassermotoren in Vergleich kommen. Die Schalen sollen mindestens 80% reines Kupfer enthalten.

Neben Phosphormetallen als Legierung werden in neuerer Zeit für besonders stark beanspruchte Wellen Lagerkompositionen aus Weißmetall, bestehend aus 75 bis 85% Zinn, Rest Antimon, Kupfer und Phosphor, sowie für Wellen unter hohem Druck Babbittmetall nach englischer Originallegierung angefertigt. Gutes Lager-Weißmetall ist leicht flüchtig, zäh und hart und ergibt wenig Schmelzverlust. Der Schmelzpunkt liegt bei ca. 350°.

Zur Befestigung von Wasserradrosetten und Zahnrädern werden ausschließlich Nutenkeile verwendet. Zwei Keile sind unter 90°, drei Keile unter 120° zu einander gesetzt. Die am Schlusse angefügte Keiltafel giebt Abmessungen für normale Bohrungen an. Bei Wellen, welche durch Ansätze verstärkt sind, können die Keilstärken auch nach den ursprünglichen Bohrungen genommen werden.

Der Anzug der Keile beträgt 1% der Länge, die Nutenlänge mindestens doppelte Keillänge. (Vergl. Normal-Tabelle über Wellen und Keile S. 141.)

In den meisten Lehrbüchern findet sich hervorgehoben, daß der durch Wasserräder gegenüber Turbinen erzielte höhere Wirkungsgrad in den nötigen weiteren Vorgelegen wieder verloren gehe, doch kann es sich im Vergleich mit einer Turbinenanlage fast immer nur um ein weiteres Vorgelege handeln, um welches der Abtrieb weitläufiger wird.

Theoretische Rechnungen der Zahn- und Lagerreibung ergeben hierbei ein erheblich günstigeres Resultat zu Gunsten einer Turbine; in der Praxis beziffert sich jedoch der Arbeitsaufwand für den Leergang der Vorgelege bei einem Wasserrad (wegen geringer Geschwindigkeit) auf wenige Prozent und sind für je ein Räderpaar einschließlich der Lager nicht mehr als höchstens 2% Kraftverlust durchschnittlich zu rechnen. Nach Ergebnissen bei Kraftmessungen mit dem Zaun reicht bei mittleren Verhältnissen schon ein Abzug von 1½% für jedes Vorgelege aus. Den durch Riemengleiten entstehenden Verlust an Kraft und Geschwindigkeit nehme man bei höheren Umlaufzahlen zu 3 bis 4% an. Das Übersetzungsverhältnis bei Riemetrieben sei nicht höher als 1:4.

Genaue und sorgfältige Ausführung der Wasserradanlage vorausgesetzt, stellt sich als wichtigste Anforderung des Betriebs die Regulierung bei veränderlichem Wasserzufluß und wechselndem Kraftbedarf heraus. Die Schützenstellung wird jeweils dem erforderlichen Kraftbedarf entsprechend geregelt. Dies geschieht mit der Hand oder durch einen automatischen Regulator, welcher entweder auf die Schütze, d. h. auf die verbrauchte Wassermenge einwirkt, um die Umdrehungszahl möglichst konstant zu erhalten, oder durch ein Bremswerk, das die überschüssige Geschwindigkeit bzw. Kraft zu vernichten strebt. Arbeitet der Wassermotor mit Dampfkraft zusammen, so übernimmt der Regulator der Dampfmaschine allein die Regulierung bei veränderlichem Kraftbedarf.

Jede Transmissionsanlage erleidet Betriebsstörungen und Pausen, wobei auf ein stoßfreies Ein- und Ausrücken von Wellenleitungen beim Entwurf Rücksicht zu nehmen ist und die Abstellung einzelner Zweige ermöglicht, so daß nicht die ganze Kraftanlage stillgelegt werden muß.

Man bedient sich deshalb, um ein stoßfreies Ein- und Ausrücken während des Betriebs vornehmen zu können, der lösbaren Reibungskupplungen, wie sie sich in der Praxis ausgebildet haben und von leistungsfähigen Fabriken in großer Anzahl und verschiedener Konstruktion gebaut werden. (Siehe hierüber: Prof. Ad. ERNST, Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke.) Oder es wird zwischen die einzelnen Wellenleitungen Riemetrieb mit Leerscheiben eingeschaltet, um bei Auslösungen nicht den Stillstand des Betriebsmotors zu veranlassen.

Es unterliegt keinem Zweifel, daß nach den jetzigen Erfahrungen der Riemetrieb auch für bedeutendere Kräfte vorteilhaft ist und kann die Verwendung von Riemen nicht genug empfohlen werden. (Vergl. auch: Anleitung zur Einrichtung und Instandhaltung von Triebwerken [Transmissionen] von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft in Dessau.)

Beim Aufstellen von Projekten wollen wir dem Konstrukteur als leitenden Grundsatz noch anheimgeben, daß Wassermotoren nicht unnötigerweise schwer und teuer sein sollen. Bei den heutigen Produktions-

verhältnissen spielen Anlagekosten und Unterhaltung des Werks eine wichtige Rolle, weshalb bei Entwürfen das Geld meistens die entscheidende Stimme führt.

Es ist auf Stau sowie auf unreines Wasser Rücksicht zu nehmen, wobei in letzterem Falle ein Einlauf von möglichst einfacher Konstruktion anzuwenden ist, ebenso bleibt zu beachten, bis zu welchem Grad höhere Wasserstände noch verarbeitet werden sollen, ohne den Motor zu überfluten. Kurz gefaßt muß der Natur der in Frage kommenden Wasserkraft ebenso der künftigen Erweiterung des Betriebs, dem der Motor dienen soll, in vollkommenster Weise Rechnung getragen werden. Es handelt sich nicht allein darum, das Beste und Zweckmäßigste herzustellen, sondern auch für seine Erzeugnisse Abnehmer zu finden und deren Zufriedenheit zu erlangen.

Sobald die Gesteungskosten einer Wasserwerksanlage einen gewissen Durchschnittspreis für die Pferdekraft überschreiten, nähern solche sich der Grenze, wo der Wasserbetrieb gegenüber Dampfkraft keinen wesentlichen Vorteil mehr bietet.

Schließlich ist hervorzuheben, daß die Herstellung dieser, starken Einwirkungen elementarer Kräfte unterworfenen Kraftmaschinen nicht in handwerksmäßiger Weise erfolgen darf und der Wasserräderbau keinesfalls als ein Gebiet betrachtet werden kann, auf dem für jeden Maschinenbauer Erfolge zu erzielen sind. Selbst größere, mit guter Einrichtung ausgerüstete Geschäfte haben in dieser Richtung schon schlimme Erfahrungen gemacht. Zweckmäßige und richtige Konstruktion vorausgesetzt, wird der Ingenieur nur dann mit seinen Ausführungen anerkennenswerte Leistungen zu verzeichnen haben, wenn er über einen zuverlässigen, gut geschulten Arbeiterstand verfügt, der meistermäßige Arbeit liefert, welche allein die geforderte Betriebssicherheit dieser Motoren verbürgt.

Das weite Arbeitsfeld, welches sich durch Einführung der Elektrizität für Kraftmaschinen eröffnet hat und wodurch Wasserkräfte höhere Beachtung und Bewertung erfahren haben, wird auch für den Bau hydraulischer Motoren eine wesentliche Steigerung des Bedarfs hervorrufen.

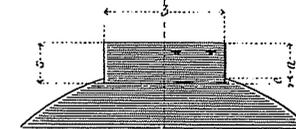
## Normal-Tabelle

Tabelle V.

über

Wellen

Keile



Wellen- durchmesser D	Größe Lager- entfernung H	Auf Festigkeit		Auf Verdrehung		Gewicht kg p. Lauf- Meter	Nuten-Flach- und Hohlkeil			
		PR.	$\frac{N}{n}$	PR.	$\frac{N}{n}$		Keilbreite b	Stärke s	$\alpha$	c
30	1,70	32968	0,046	2776	0,004	5,50	12	6	5	1
35	1,80	50511	0,071	5142	0,007	7,49	12	6	5	1
40	1,90	75398	0,105	8773	0,012	9,78	14	7	6	1
45	2,00	107354	0,150	14053	0,020	12,38	16	7	5	2
50	2,10	147263	0,206	21418	0,030	15,30	18	8	6	2
55	2,15	196096	0,274	31359	0,044	18,50	18	8	6	2
60	2,20	254470	0,355	44413	0,062	22,00	20	9	7	2
65	2,25	323536	0,452	61173	0,085	25,82	20	9	7	2
70	2,30	404088	0,564	82280	0,115	29,95	22	10	8	2
75	2,35	497012	0,694	108430	0,151	34,40	22	10	8	2
80	2,40	603187	0,842	140367	0,196	39,15	24	11	9	2
85	2,50	723501	1,010	178888	0,250	44,20	24	12	10	2
90	2,60	858835	1,199	224842	0,314	49,50	26	13	10	3
95	2,70	1010073	1,411	279126	0,390	55,20	28	14	11	3
100	2,80	1178100	1,645	342694	0,478	61,15	30	15	12	3
110	2,90	1568051	2,19	501738	0,71	74,00	32	16	13	3
120	3,00	2035756	2,84	710610	0,99	88,10	34	17	14	3
130	3,10	2588286	3,61	978768	1,37	103,30	36	18	15	3
140	3,20	3232706	4,51	1316493	1,84	119,90	38	19	15	4
150	3,30	3976088	5,55	1734888	2,42	137,65	40	20	16	4
160	3,40	4825498	6,74	2245879	3,14	156,65	42	21	17	4
170	3,50	5788005	8,08	2862215	4,00	176,80	44	22	18	4
180	3,60	6870679	9,59	3597465	5,02	198,20	46	23	19	4
190	3,70	8080588	11,28	4466022	6,24	220,82	48	24	20	4
200	3,80	9424800	13,16	5483104	7,66	244,78	50	25	21	4
210						269,75	52	26	21	5
220		12541231	17,51	8027813	11,21	296,12	54	27	22	5
230						323,66	56	28	23	5
240		16286054	22,74	11369764	15,88	352,41	58	29	24	5
250						382,39	60	30	25	5
260		20706285	28,91	15660293	21,87	413,58	62	31	26	5
270						446,00	64	32	27	5
280		25861651	36,11	21063892	29,41	480,00	66	33	28	5
290						514,52	68	34	29	5
300		31808700	44,41	27758214	38,76	550,62	70	35	29	6
310						587,94	72	36	30	6
320						626,48	74	37	31	6
330						666,25	76	38	32	6
340						707,24	78	39	33	6
350						749,46	80	40	34	6

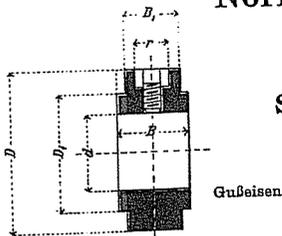
## Anmerkung über Keile!

Für dazwischenliegende Wellenstärken kommt die schwächere Keilstärke zur Anwendung. Auf 100 mm Keillänge 1 mm Anzug. Nutenlänge mindestens doppelte Keillänge.

Tabelle VI.

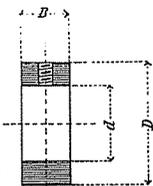
Normal-Tabelle

über  
Stellringe



Gusseisen

Schmiedeeisen



Wellen- durchmesser	Durchmesser		Breite		Loch- durchmesser	Zahl der Schrauben	Schrauben- durchmesser		Gewicht kg	Durchmesser	Breite	Gewicht kg
	D	D <sub>1</sub>	B	B <sub>1</sub>			mm	Zoll engl.				
30	70	50	35	28	20	1	9,5	3/8	0,7	70	30	0,7
35	75	55	40	30	20	1	9,5	3/8	0,8	75	30	0,8
40	80	60	40	30	20	1	9,5	3/8	0,9	80	30	0,9
45	90	70	45	32	25	1	13	1/2	1,3	85	35	1,1
50	100	75	50	35	25	1	13	1/2	1,7	90	35	1,2
55	105	85	50	35	25	1	13	1/2	1,9	95	35	1,3
60	115	90	55	40	25	1	13	1/2	2,5	105	40	1,8
65	125	95	60	45	25	2	13	1/2	3,2	110	40	1,9
70	135	100	60	45	25	2	13	1/2	3,8	115	40	2,0
75	145	105	65	45	25	2	13	1/2	4,5	120	45	2,4
80	155	115	65	50	25	2	13	1/2	5,6	125	45	2,5
85	165	120	70	50	35	2	16	5/8	6,4	130	50	2,9
90	175	125	70	50	35	2	16	5/8	7,2	140	50	3,5
95	185	130	75	55	35	2	16	5/8	7,7	150	50	4,1
100	195	140	80	55	35	2	16	5/8	10,1	165	55	5,8
110	210	150	85	60	35	2	16	5/8	12,3	180	55	6,7
120	225	165	90	60	35	2	16	5/8	14,5	195	60	8,6
130	240	180	95	65	40	2	19	3/4	17,7	205	60	9,2
140	260	190	100	65	40	3	19	3/4	21,0	220	60	10,5
150	275	205	110	70	40	3	19	3/4	25,4	230	70	12,9
160	290	220	110	75	40	3	19	3/4	30,0	240	70	13,7
170	310	230	120	75	48	3	22	7/8	34,8	250	70	14,3
180	330	240	120	80	48	3	22	7/8	40,2	260	80	18,2
190	345	255	130	85	48	3	22	7/8	47,2	275	80	19,4
200	360	270	140	90	48	3	22	7/8	55,0	290	80	21,5

Litteraturnachweis.

BACH, C. v., Baudirektor, Die Wasserräder. Stuttgart 1886.  
 BERNOULLI, Vademecum des Mechanikers. Stuttgart 1897.  
 BEYRICH, F., Ing., Berechnung und Ausführung der Wasserräder. Hildburghausen 1898.  
 EHEMANN, G. Adolf, Ing., Bau und Anwendung der Wassermotoren. Leipzig 1893.  
 GRASHOF, F., Dr. und Prof., Theorie der Kraftmaschinen. Hamburg und Leipzig 1890.  
 HART, Prof., Konstruktionen aus dem Maschinenbau: Wasserräder und Turbinen. München 1877.  
 HATTON DE LA GOUPILLIERE, Hydraulische Motoren. Übersetzt von VICTOR RAUSCHER. Leipzig 1887.  
 HENNE, HEINRICH, Civilingenieur, Wasserräder und Turbinen. Weimar 1898.  
 „Hütte“, Jahresbericht des Vereins. Stuttgart 1893.  
 KESSLER, JOS., Ing., Berechnung und Konstruktion der Turbinen. Hildburghausen 1896.  
 MEISSNER, G., Hydraulische Motoren. Zweite Auflage, bearbeitet von NOWACK und HEDE-  
 RICH. Jena 1897.  
 PECHAN, Prof., Die Motoren. Zweite Auflage. Reichenberg 1890.  
 RADINGER, Die Motoren. Offizieller Bericht über die Weltausstellung in Wien 1873.  
 REPTENBACHER, F., Prof., Theorie und Bau der Wasserräder und Turbinen. Mannheim 1858 und 1860.  
 RÜHLMANN, MORITZ, Professor, Hydromechanik. Hannover 1880.  
 SAGEBIEN, M., Civilingenieur, Expériences sur la roue hydraulique Sagebien. Paris.  
 STÜHLEN, P., Ingenieur-Kalender 1897.  
 UHLAND, W. H., Civilingenieur, Handbuch für den praktischen Maschinenkonstrukteur: Die Motoren. Leipzig 1883.  
 Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes. Berlin 1892.  
 WIEBE, F. K. H., Prof., Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer. Berlin.  
 Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.  
 ZUPPINGER, W., Baurat, Über Wassermotoren, ein Vortrag. Leipzig.